Arabic-English Bilingual Text

كتاب ثنائي اللغة



HEAT TRANSFER

Basic Principles

انتقال الحرارة

المبادىء الاساسية

M.Taki Al Kamil

محمد تقى الكامل

HEAT TRANSFER

انتقال الحرارة

Arabic-English Bilingual Text

كتاب ثنائي اللغة

M.Taki Al Kamil

محمد تقي الكامل

PhD, BSc.hrs - Chemical Engineering

اقدم هذا الكتاب الى طلاب الهندسة في العالم العربي (تحميل مجاني)

This book is offered as free download to engineering students in the Arab world

About the Author نبذة عن المؤلف

M.Taki Al Kamil received his BSc hrs. in chemical engineering from the university of Leeds in the United kingdom in 1973. He completed his PhD in the field of thermal radiation at the same university in 1976. He worked in the Iraqi oil and gas industry and joined the University of Basra in 1981. Dr Taki is the author of the bilingual text book *Fluids Mechanics*. He conducted research and published in the field of solar energy and desalination. After serving 6 years as the head of the chemical engineering department, he moved to the UAE University as a visiting professor in 1997.
Dr Taki worked 11 years at the Higher Colleges of Technology, and was the department chair for the chemical and mechanical departments in Abu Dhabi Men's college in 2003-2008. He joined Abu Dhabi Vocational Education and Training Institute (ADVETI) in 2008 and served as the Director of Al Reef Institute of Logistics and Applied Technology for the period 2011-2017.

حصل **الدكتور محمد تقي الكامل** على شهادة البكالوريوس - شرف في الهندسة الكيميائية من جامعة ليدز/ المملكة المتحدة عام 1973 وحصل على شهادة الدكتوراه في موضوع الاشعاع الحراري من نفس الجامعة عام 1976. عمل في مؤسسات النفط والغاز لغاية عام 1981 ثم انتقل الى كلية الهندسة في جامعة البصرة بدرجة مدرس, وبعد ترقيته الى استاذ مساعد (استاذ مشارك) شغل منصب رئيس قسم الهندسة الكيميائية في الفترة 1991-1997. قام باجراء ونشر البحوث في مجالي الطاقة الشمسية وتحلية المياه, ونشر الكتاب الموسوم *ميكانيك الموائع - ثنائي اللغة*. التحق بجامعة الامارات العربية المتحدة كاستاذ زائرعام 2007 ثم انضم الى كليات التقنية العليا في ابو ظبي عام 1998. شغل منصب رئيس القسم لفرعي الهندسة الكيميائية والميكانيكية في الفترة 2003 - 2008, ثم انتقل الى معهد ابو ظبي للتعليم والتدريب المهني. وبعد مضي ثلاث سنوات في العمل الاكاديمي اصبح مديرأ (عميدأ) لمعهد الريف للامداد والتكنولوجيا التطبيقية لغاية 2017.

Preface

This book covers the topics of Heat Transfer at a suitable level for undergraduate-learners. It is a bilingual text that may help engineering students to understand the principles of heat transfer. The text is written in simple English and Arabic on the same page with illustrative examples. The bilingual style was first used by the author to write his Fluid Mechanics text book; it proved to be quite a successful approach for learning.

The topics of steady and transient conduction, natural and forced convection, boiling and condensation, thermal radiation and heat exchangers are presented in a simplified and unique bilingual style. The author experience indicates that after studying these topics, the learner should be able to perform analyzes for practical heat transfer problems, and perform the basic design of heat exchangers.

The text was completed by a pure individual effort and may have some errors. The author will be happy to receive any feedback to improve the contents.

تقديم

يغطي هذا الكتاب موضعات انتقال الحرارة بموستوى مناسب لطلبة الدراسات الاولية, وقد كُتب بنص ثنائي اللغة لمساعدة طلاب الهندسة على فهم مبادىء انتقال الحرارة في الجامعات والمعاهد. يظهر النص باللغتين العربية والانكليزية في ذات الصفحة وبإسلوب مركز يشمل عدداً من الامثلة التوضيحية. استخدم المؤلف لأول مرة اسلوب الكتابة في كلتا اللغتين في كتابه ميكانيك الموائع, والذي أثبت بأنه نهج ناجاح في التعليم.

يحتوي هذا الكتاب موضوعات انتقال الحرارة الممثلة بالتوصيل المستقر والتوصيل العابر, والحمل الحراري الطبيعي والحمل الحراري القسري, والغليان والتكثيف, والاشعاع الحراري اضافة الى المبادلات الحرارية, وقد تم استخدام اسلوب ثنائي اللغة مبسط وفريد من نوعه. يرى المؤلف من خبرته في التعليم بأن دراسة هذه الموضوعات ستمكن الطالب من اجرء تحليلات انتقال الحرارة لبعض المعدات الصناعية, وكذلك انجاز التصميم الاولي للمبادلات الحرارية.

لقد أنجز الكتاب بمجهود فردي لذا قد يحتوي النص على بعض الاخطاء, واجدني شاكراً لكل من يرسل ملاحظاته لتحسبن المحتوى قدر الامكان.

Symbols الرموز

Quantity	Units الوحدات	Symbol الرمز	الكمية
Area	m^2	A	المساحة
Area of base of fin	m^2	A_b	مساحة المقطع
Cross section area	m^2	A_c	مساحة قاعدة الزعنفة
Fin profile area	m^2	A_f	مساحة الزعنفة
Inner area	m^2	A_i	المساحة الداخلية
Outer area	m^2	A_o	المساحة الخارجية
Surface area	m^2	A_s	المساحة السطحية
Biot number	-	Bi	رقم بايوت
Specific heat capacity	J/kg.K	C	السعة الحرارية النوعية
Speed of light	m/s	c	سرعة الضوء
Constants	-	C_1, C_2	مقادير ثابتة
Heat capacity rate for cold fluid	W/K	C_c	معدل السعة الحرارية للمائع البارد
Drag coefficient for cross flow	-	C_D	معامل الجر للجريان العابر
Correction factor	-	C_{corr}	معامل التصحيح
Heat capacity rate for hot fluid	W/K	C_h	معدل السعة لحرارية للمائع الساخن
Friction coefficient	-	C_f	معامل الاحتكاك
Local friction coefficient	-	C_{fx}	معامل الاحتكاك الموضعي
Heat capacity at constant volume	J/kg.K	C_v	السعة الحرارية بثبوت الحجم
Heat capacity at constant ressure	J/kg.K	C_p	السعة الحرارية بثبوت الضغط
Diameter	m	D	قطر الانبوب
Mean hydraulic diameter	m	D_h	متوسط القطر الهيدروليكي
Heat energy	W	E	الطاقة الحرارية
Heat generation	W	E_g	التوليد الحراري
Emissive power of a gas	W/m^2	E_{gas}	القدرة الانبعاثية للغاز
Emissive power of a blackbody	W/m^2	E_b	القدرة الانبعاثية للجسم الاسود
Heat storage	W	E_s	الخزن الحراري
Constant	-	G_1	ثابت
Blackbody radiation function	-	$f_{0=\lambda}$	دالة اشعاع الجسم الاسود
Friction factor	-	f	عامل الاحتكتك
Drag force	N/m^2	F_D	قوة الجر
Fourier number	-	F_o	رقم فورير
Irradiation (incident radiation)	W/m^2	G	التشعيع (الاشعاع الساقط على السطح)
Grashof number	-	Gr	رقم كراسهوف
Heat transfer coefficient	$W/m^2.K$	h	معامل انتقال الحرارة
Plank's Constant	J.s	h	ثابت بلانك
Average heat transfer coefficient	$W/m^2.K$	$\bar{h}$	متوسط معامل انتقال الحرارة

Symbols الرموز

Contact conductance	$W/m^2.K$	h_{cont}	معامل توصيل التماس الحراري
Latent heat of vaporization	J/kg	h_{fg}	الحرارة الكامنة للتبخير
Convection heat transfer coefficient	W/m^2K	h	معامل انتقال الحرارة بالحمل الحراري
Modified latent heat of vaporization	J/kg	h'_{fg}	الحرارة الكامنة للتبخير المعدلة
Radiative heat transfer coefficient	$W/m^2.K$	h_r	معامل انتقال الحرارة بالاشعاع
Length or Height	m	H	الطول او الارتفاع
Electric current	A	I	التيار الكهربائي
Radiation intensity	$W/m^2.sr$	I	شدة الاشعاع الحراري
Boltzmann constant	J/K	k	ثابت بولتزمان
Thermal conductivity	W/m.K	k	الموصلية الحرارية
Liquid thermal conductivity	W/m.K	k_l	الموصلية الحرارية للسائل
Vapor thermal conductivity	k_l	k_v	الموصلية الحرارية للبخار
Length	m	L	الطول
Characteristic length	m	L_c	الطول المميز
Entry length	m	L_T	طول المدخل
Mass	kg	m	الكتلة
Mass flow rate	kg/s	$\dot{m}$	معدل الجريان الكتلي
Number of fins	-	N	عدد الزعانف
Number of transfer units	-	Nu	رقم نسلت
Nusselt number	-	NTU	عدد الوحدات الانتقالية
Average Nusselt Number	**-**	$\overline{Nu}$	متوسط رقم نسلت
Perimeter	m	p	محيط الشكل الهندسي
Pressure	N/m^2	P	الضغط
Vapor pressure	N/m^2	P_v	ضغط البخار
Prandtl number	**-**	Pr	رقم براندتل
Rate of heat transfer	W	q	معدل لنتقال الحرارة
Rate of heat transfer from fin	W	q_f	معدل انتقال الحرارة من الزعنفة
Rate of heat generation	W/m^3	$\dot{q}$	معدل التوليد الحراري
Heat flux	W/m^2	q''	الفيض الحراري
Heat flux from the surface	W/m^2	q_s''	الفيض الحراري من السطح
Net rate of heat transfer	W	$q_{i \to j}$	المعدل الصافي لانتقال الحرارة
Amount of Heat	J	Q	كمية الحرارة
Maximum amount of heat	J	Q_{max}	كمية الحرارة القصوى
Radius	m	r	نصف القطر
Non-dimensional radius	-	R	نصف قطر غير بعدي
Rayleigh number	-	Ra	رقم رايليه
Modified Rayleigh number	-	Ra_x^*	رقم رايليه المعدل

Gas constant	J/kg.K	$\mathcal{R}$	ثابت الغازات
Resistance	Ω	R_e	المقاومة الكهربائية
Reynolds number	-	Re	رقم رينولدز
Critical Reynolds number	-	Re_c	رقم ينولدزالحرج
Reynolds number in pipes or cross flow	-	Re_D	رقم رينولدز في الانابيب او للجريان العابر
Reynolds number of condensate	-	Re_L	رقم رينولز للسائل المتكثف
Conduction resistance	K/W	R_{cond}	مقاومة التوصيل الحراري
Convection resistance	K/W	R_{conv}	مقاومة الحمل الحراري
Fouling factor	m^2.K/W	R_f	عامل التلوث
Radiation resistance	K/W	R_{rad}	مقاومة الاشعاع الحراري
Total resistance	K/W	R_{total}	المقاومة الاجمالية
Wall thermal resistance	K/W	R_{wall}	المقاومة الحرارية للجدار
Space width	m	s	عرض التجويف
Fin spacing , Shape factor	m	S	البعد بين زعنفتين اومعامل الشكل
Stanton number	-	St	رقم ستانتون
Longitudinal pitch	m	S_L	المسافة الطولية
Transverse pitch	m	S_T	المسافة العرضي
Temperature	K or ^{0}C	T	درجة الحرارة
Initial temperature	K or ^{0}C	T_i	درجة الحرارة الابتدائية
Fin or Film temperature	K or ^{o}C	T_f	درجة حرارة الزعنفة اوالفيلم
Gas temperature	K or ^{o}C	T_{gas}	درجة حرارة الغاز
Surface temperature	K or ^{0}C	T_s	درجة حرارةالسطح
Fluid temperature	K or ^{0}C	T_{fl}	درجة حرارة امائع
Ambient temperature	K or ^{0}C	T_∞	درجة حرارة المحيط
Average of the mean fluid temperature	K or ^{0}C	$\overline{T}_m$	القيمة الوسطية لدرجة حرارة المائع الداخل والخارج
Saturation temperature	^{0}C	T_{sat}	درجة حرارة التشبع
Thermocouple temperature	^{0}C	T_{th}	درجة حرارة المزدوج الحراري
Mean velocity	m/s	u_m	متوسط سرعة جريان المائع
Fluid stream velocity	m/s	u_∞	
Overall heat transfer coefficient	W/m^2K	U	معامل انتقال الحرارة الكلي
Width	m	w	العرض
Pumping power	W	W_{pump}	قدرة الضخ
No-dimensional coordinate	-	x	طول غير بعدي

Symbols الرموز

Greek Letters الرموز اليونانية

Quantity	Units الوحدات	Symbol الرمز	الكمية
Thermal diffusivity	-	α	الانتشارية الحرارية الحرارية
Absorptivity	-	α	الامتصاصية
Volume expansion coefficient	1/K	β	معامل التمدد الحجمي
Boundary layer thickness	m	δ	سمك الطبقة المتاخمة
Thermal boundary layer thickness	m	δ_t	سمك الطبقة المتاخمة الحرارية
Temperature drop across interface	K, °C	ΔT_{cont}	انخفاض درجة الحرارة عبر السطح البيني
Overall temperature difference	K, °C	$\Delta T_{overall}$	الفرق الكلي بدرجة الحرارة
Log mean temperature difference	K, °C	ΔT_{ln}	متوسط فرق درجة الحرارة اللوغاريثمي
Surface roughness	-	ε	خشونة السطح
Emissivity	-	ε	الانبعاثية
Effectiveness	-	ε	الفعالية
Gas emissivity	-	ε_g	الانبعاثية الاجمالية للغاز
Spectral emissivity	-	ε_λ	الانبعاثية الطيفية
Fin effectiveness	-	ε_f	فعالية الزعنفة
Fin efficiency	-	η_f	كفاءة الزعنفة
Density	Kg/m^3	ρ	الكثافة
Stefan-Boltzmann constant	$W/m^2.K^4$	σ	ثابت ستيفن – بولتزمان
Surface tension	N.m	σ	الشد السطحي
Temperature difference - or angular coordinate	K,°C	θ	فرق درجة الحرارة - اومحور الزاوية
Wave length	μm	λ	طول الموجة
Dynamic viscosity	Ns/m^2	μ	اللزوجة الديناماتية
Angular coordinate for a Sphere	-	$\emptyset$	محور الزاوية للكرة
Dimensionless temperature	-	Φ	درجة الحرارة غير البعدية
Thermal time constant	-	τ	ثابت الزمن الحراري
Transmissivity	-	τ	النفاذية
Shear stress	N/m^2	τ_o	اجهاد القص
Solid angle	sr	ω	الزاوية المجسمة
Kinematic viscosity	m^2/s	ν	اللزوجة الكينماتية
Frequency	1/s	ν	التردد

CONTENTS PAGE الصفحة المحتويات

CONTENTS | PAGE الصفحة | المحتويات

CONTENTS | **PAGE الصفحة** | **المحتويات**

CONTENTS	PAGE الصفحة	المحتويات

CONTENTS	PAGE الصفحة	المحتويات

CONTENTS — PAGE الصفحة — المحتويات

CONTENTS **PAGE الصفحة** **المحتويات**

Chapter 1

Introduction

الفصل الاول

المقدمة

<u>Learning objectives of chapter 1</u>

When you have completed this chapter you should be able to

1. Explain the concept of thermal energy.
2. Realize the difference between sensible heat and latent heat.
3. Define temperature and explain methods of measurement.
4. Introduce the heat transfer modes and list some common applications.

<u>اهداف دراسة الفصل الاول</u>

بعد الانتهاء من دراسة هذا الفصل ستتمكن من

1. شرح مفهوم الطاقة الحرارية.
2. ادراك الفرق بين الحرارة المحسوسة والحرارة الكامنة.
3. تعريف درجة الحرارة وشرح طرق قياسها.
4. تقديم ملخصاً عن طرائق انتقال الحرارة وبعض التطبيقات الشائعة.

What is heat? How does heat get transferred from one point to another?

It is widely recognized that Thermodynamics deals with the flow of thermal energy from one equilibrium state to another. However, thermodynamic analysis may provide the amount of heat transferred between a hot body and a cooler one, but it does not specify the time required for the heat exchange process. In contrast, Heat transfer is a science based on the heat exchange resulting from the difference in temperature at two points, and in this process time is an important factor. Furthermore, the evaluation of the rate of heat transfer, which is the amount of heat transferred per unit time, is considered a fundamental parameter for the design of industrial heat equipment such as heat exchangers, boilers condensers and air-conditioning systems.

In this chapter, we discuss the concept of thermal energy and how it relates to heat transfer. We then define temperature and explain methods of measurement. Also, the modes of heat transfer are introduced and a brief discussion of some relevant parameters will be provided.

ما هي الحرارة؟ وكيف يحصل انتقال الحرارة من نقطة الى اخرى؟

من المعلوم ان علم ديناميك الحرارة يُعنى بسريان الطاقة الحرارية من حالة اتزان محددة الى اخرى. واستناداً الى الى تحليلات هذا العلم يمكننا حساب كمية الحرارة المنتقلة من جسم حار الى آخر بارد, ولكن بدون تحديد الزمن اللازم لانجازعملية التبادل الحراري. وفي المقابل, يعتمد علم انتقال الحرارة على التبادل الحراري بين نقطتين بسبب الفرق بدرجة الحرارة بينهما, وهنا يعتبر الزمن عاملاً مهماً. علاوة على ذلك, يُعد تقييم معدل انتقال الحرارة, اي مقدار الحرارة المنتقلة في وحدة الزمن, عنصراً اساسياً في تصميم المعدات الحرارية الصناعية مثل المبادلات الحرارية والمراجل والمكثفات ومنظومات التكيف.

ندرس في هذا الفصل مفهوم الطاقة الحرارية وعلاقتها بظاهرة انتقال الحرارة, ومن ثم نتطرق الى تعريف درجة الحرارة وطرق قياسها. كما سنعرض مقدمة عن طرائق انتقال الحرارة والتعرف على بعض المصطلحات ذات العلاقة.

1.1 Heat

1.1 الحرارة

Heat is the ***thermal energy*** flowing from one body to another due to temperature difference. One of the stipulations for the definition of heat stated by ***James Clerk Maxwell*** in 1871 is *"Heat is one of the forms of energy"*. In fact it is related to ***internal energy*** and therefore to the random motion of atoms and molecules. The first law of thermodynamics, which is a statement of ***conversation of energy***, illustrates the relationship; it is written as

يطلق مسمى الحرارة على سريان ***الطاقة الحرارية*** من جسم الى آخر بسبب الفرق في درجة الحرارة. وان احد نصوص تعريف الحرارة التي اقرها العالم ***جيمس كليرك ماكسويل*** في عام 187 هو *"الحرارة هي شكل من اشكال الطاقة"* وفي واقع الحال إن الحرارة مرتبطة ***بالطاقة الداخلية*** , وعليه انها تتأثربحركة جزيئات المادة العشوائية. وتتضح هذه العلاقة في نص قانون ديناميك الحرارة الأول, حيث يُعد القانون تعبيراً عن مبدأ ***حفظ الطاقة*** , وهو يُكتب بالصيغة الاتية

$$\Delta U = Q - W \qquad (1.1)$$

$$Q = \Delta U + W$$

ΔU = change in internal energy	ΔU = مقدار التغير بالطاقة الداخلية
Q = heat added to the system	Q = كمية الحرارة الداخلة الى المنظومة
W = work done by the system	W = الشغل الذي تنجزه المنظومة

Applying the first law to a system that allows heat transfer without work done, we arrive at

وبتطبيق قانون ديناميك الحرارة الاول على منظومة تسمح بانتقال الحرارة دون انجاز الشغل, نتوصل الى

$$Q = \Delta U \qquad (1.2)$$

It is clear that the heat added is equal to the change in internal energy only; this is because there is no work done. A typical system of this nature is heating a gas in a rigid wall container.

نلاحظ في هذه الحالة ان الحرارة الداخلة الى المنظومة تساوي مقدار التغير بالطاقة الداخلية فقط, والسبب يعود الى عدم انجاز الشغل, وافضل مثال على ذلك هو تسخين الغاز في وعاء ذو جدران صلبة محكمة.

The units of the internal energy U are J/kg; it is defined as

يرمز للطاقة الداخلية U التي تتخذ الوحدات (J/kg) وتُعَرف بالمعادلة

$$\left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_v = C_v \qquad (1.3)$$

C_v (J/kgK) = heat capacity at constant volume
T (K) = temperature

C_v (J/kgK) = السعة الحرارية بثبوت الحجم
T (K) = درجة الحرارة

For an ideal gas of constant heat capacity:

للغاز المثالي ثابت السعة الحرارية.

$$\frac{dU}{dT} = C_v \qquad (1.4)$$

Integrating

ويؤدي التكامل الى

$$(U_2 - U_1) = C_v\,(T_2 - T_1) \qquad (1.5)$$

The heat in Joule (J) can therefore be estimated by combining equations (1.2) and (1.5) for any constant volume heating or cooling of an ideal gas. However, it is clear that using the two equations will not provide information about the time required to affect the temperature change. Hence, an alternative analysis to this equilibrium-thermodynamic approach is required. The second approach involves transfer of thermal energy from a hotter point to a cooler one; it includes the determination of the rate of energy transfer. This field is known as ***heat transfer***. Note that heat transfer analysis deals with non-equilibrium systems and hence time can be estimated. Thermodynamics and Physics texts are recommended to expand on the field of thermal energy [1, 2].

وبجمع المعادلتين (1.2) و (1.5) يمكننا تقييم كمية الحرارة بوحدات الجول (J) لاي عملية تسخين او تبريد تخص غاز مثالي يشغل وعاء ثابت الحجم. الا ان استخدام المعادلتين لا يمنح معلومات عن الزمن اللازم لانجاز العملية, لذا يقتضي استخدام تحليلات بديلة عن نهج حالات الاتزان في ديناميك الحرارة. والطريقة الآخرى تستند الى انتقال الطاقة الحرارية من نقطة ساخنة الى ابرد منها, حيث تتضمن هذه التحليلات تقييم معدل انتقال الطاقة, ويسمى هذا الحقل العلمي ***انتقال الحرارة***. وتجدر الملاحظة الى ان تحليلات انتقال الحرارة تخص المنظومات غير المتوازنة, وعليه يمكن تقدير الزمن. ننصح مراجعة الكتب والمصادر المتخصصة بعلمي الفيزياء وديناميك الحرارة [1, 2] للتعمق بدراسة الطاقة الحرارية.

1.2 Sensible Heat & Latent Heat

If water is heated in a flask at atmospheric pressure and at 25 ^{o}C, the temperature will rise and the water will start to boil at 100 ^{o}C. The thermometer will continue to read 100 ^{o}C as long as liquid water exists in the flask. However, once the water is completely evaporated, the temperature will start to rise above 100 ^{o}C. The heating process is presented graphically in Figure 1.1.

1.2 الحرارة المحسوسة والحرارة الكامنة

اذا سُخنت كمية من الماء في وعاء تحت تأثير الضغط الجوي بدرجة حرارة قدرها 25 درجة مئوية, فسيبدأ الماء التبخر عند بلوغ درجة الحرارة (^{o}C 100). وسيستمر مقياس درجة الحرارة في قراءة (^{o}C 100) طالما يوجد بعض الماء السائل في الوعاء. ولكن حين يتبخر الماء كلياً تبدأ درجة الحرارة بالارتفاع الى اعلى من (^{o}C 100). يعرض الشكل 1.1 عملية التسخين بيانياً.

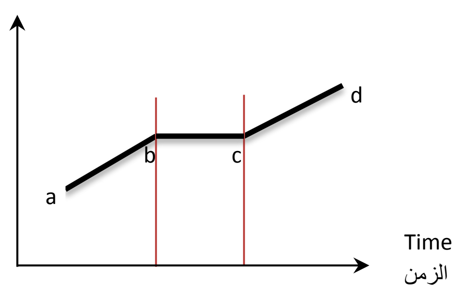


Figure 1.1 الشكل

Evaporation of water عملية تبخير الماء

The graph portion ab represents the heating of water from 25 to 100 ^{o}C. It is clear that the heat supplied to the water along this line is consumed to raise the temperature. It is therefore called ***sensible heat***, because we can feel the change in the hotness of the water without any a change in ***state***. The line bc is horizontal indicating no change in temperature during evaporation.

يمثل الخط (ab)عملية تسخين الماء من 25 الى 100 درجة مئوية, ويتضح بأن الحرارة المجهزة الى الماء أستهلكت في رفع درجة حرارته تباعاً لهذا الخط . ولذالك سُميت ***الحرارة المحسوسة*** , لاننا نشعربالتغير في سخونة الماء دون ان يحصل اي تغير في ***حالته*** او طبيعته. اما الخط (bc) فهوخط افقي يشير الى ثبوت درجة الحرارة اثناء عملية التبخير.

Vaporization, at constant temperature, starts at b and ends at c. The area under line bc indicates the existence of a mixture of liquid and vapor at 100 ^{o}C. Here, the heat is consumed to vaporize the water, in other words, to change the state of the water from liquid to vapor. The amount of heat associated with ***phase*** change is called ***latent heat***. The phase change can be ***vaporization*** which is liquid to vapor, ***condensation*** (vapor to liquid); ***melting*** (solid to liquid) and ***solidification*** (liquid to solid). Some materials undergo a change from the solid phase to vapor directly by a process known as ***sublimation***; a good example is the vaporization of Naphthalene directly without passing through the liquid phase.

يبدأ الماء التبخر بثبوت درجة الحرارة عند النقطة b وينتهي عند c, حيث تشير المساحة تحت الخط bc الى تواجد خليط من البخار والسائل بدرجة الحرارة (100 ^{o}C). وهنا يتم ستهلاك الحرارة لتبخير الماء فقط, اي لتغير حالته من سائل الى بخار. وتسمى كمية الحرارة المصاحبة لتغير ***الطور*** (تغير حالة المادة) ***الحرارة الكامنة***. ولا يقتصر تغير طور المادة على ***التبخر*** فقط اي تحويل السائل الى بخار, وانما يشمل ***التكثيف*** وهو تحويل البخار الى السائل, و ***الذوبان*** وهو تحويل المادة الصلبة الى السائل, و***التصلب*** وهو تحويل السائل الى الصلب. وكذلك ***التسامي*** وهو عملية تحويل المادة الصلبة الى بخار دون المرور بالطور السائل, ومثال ذلك تبخر مادة النفثالين.

1.3 Specific Heat Capacity

1.3 السعة الحرارية النوعية

The ***specific heat capacity*** (C) is the amount of heat (Q) required to raise the temperature of 1 kg mass by one degree Celsius (^{o}C) or one degree Kelvin (K). It is sometimes referred to simply specific heat, therefore

السعة الحرارية النوعية (C) هي كمية الحرارة (Q) اللازمة لرفع درجة حرارة كيلوغرام واحد (1 kg) من الكتلة بمقدار درجة مؤية واحدة (1 ^{o}C), او درجة واحدة بوحدات كيلفن (1 K). واحياناً تختصر التسمية الى الحرارة النوعية, اي ان

$$Q = m \times C \times \Delta T \qquad (1.6)$$

If heat is measured in joule (J), ***temperature difference*** (ΔT) in Kelvin (K) and mass in kilogram (kg), the units of specific heat will be J/kg.K or kJ/kg.K. Note that the value of the temperature difference in ^{o}C will be the same as in K. For example if the temperature rises from 20 ^{o}C (293 K) to 80^{0}C (353 K) the temperature difference is 60 ^{0}C or 60 K. Consequently, C in units J/kg.K will have the same numerical value as in J/kg.^{0}C.

فاذا قيست الحرارة بوحدات الجول (J) و***الفرق بدرجة الحرارة*** (ΔT) بوحدات كيلفن (K) والكتلة بوحدات الكيلوغرام (kg) تصبح وحدات الحرارة النوعية (J/kg.K) او (kJ/kg.K). وتجدر ملاحظة بأن مقدار الفرق بدرجة الحرارة بوحدات ^{o}C يتخذ نفس المقدار بالوحدات K. فمثلاً عند رفع درجة الحرارة من 20^{0}C (293 K) الى 80^{0}C (353 K) ينتج فرق في درجة الحرارة مقداره (60^{0}C) او (60 K), وعليه تتخذ (C) نفس المقدار بوحدات (J/kg.K) او بالوحدات (J/kg.^{0}C).

When two objects of different temperature are brought together, heat is transferred from the higher-temperature object to the lower-temperature object. Heat transferred from the hotter object must equal the total heat transferred to the cooler object. This is in fact the principle statement of ***heat balance*** analysis. If the temperature of an object changes, the heat added or removed can be found using equation (1.6). This applies to solids and liquids only. However, for gases, there are two specific heat capacities, one at constant volume C_v and the other at constant pressure C_p. The two specific heats for ideal gases are related by the following equation:

عندما يتلامس جسمان يحملان درجتي حرارة مختلفين, تنتقل الحرارة من الجسم الاشد حرارةً الى الجسم الاخر, وان كمية الحرارة المنتقلة من الجسم الحار لابد وان تساوي الحرارة المنتقلة الى الجسم الاخر, وهذا في الواقع هو المبدأ الاساس لتحليلات ***التوازن الحراري***. ويمكننا استخدام المعادلة (1.6) لتقييم كمية الحرارة المكتسبة او المفقودة من الجسم في حالة حصول تغير في درجة حرارته, علماً ان تطبيق هذه المعادلة يقتصر على السوائل والمواد الصلبة فقط. اما الغازات فلها نوعان من السعة الحرارة النوعية, الاول بثبوت الحجم (C_v) والثاني بثبوت الضغط (C_p), وترتبط السعتان للغازات المثالية بالمعادلة الاتية

$$C_p - C_v = \mathcal{R} \qquad (1.7)$$

$\mathcal{R}$ = Gas constant in (J/kg.K).

$\mathcal{R}$ = ثابت الغازات بوحدات (J/kg.K).

Table 1.1 depicts estimated specific heat capacities for some typical materials.

يبين الجدول 1.1 قيم السعات الحرارية النوعية لبعض المواد شائعة الاستعمال.

Table 1.1 الجدول

Specific heat capacity السعة الحرارية النوعية

Substance	**C (kj/kg.K)**	**المادة**
Water	4.186	الماء
Sea water	3.390	ماء البحر
Air	1.010	الهواء
Carbon Dioxide	0.840	ثاني اكسيد الكاربون
Methane	2.220	الميثان
Propane	2.400	البروبان
Steam at 100^{0}C	2.000	بخار الماء
Sulfuric acid	1.340	حامض الكبريتيك
Ethanol	2.400	الكحول الأثيلي
Aluminum	0.900	الالومنيوم
Copper	0.387	النحاس
Steel	0.451	الحديد والصلب
Wood	1.700	الخشب
Rubber	1.700	المطاط

We note that the value of specific heat capacity of water is higher than other materials. This implies that water is good heat storage medium, thus it is used extensively in central heating systems.

ونلاحظ في الجدول بأن قيمة السعة الحرارية النوعية للماء اعلى من المواد الاخرى مما يجعله وسيلة جيدة لتخزين الحرارة, ولهذا السبب يستخدم الماء كثيراً في منظومات التدفئة المركزية.

Example 1.1

المثال 1.1

0.20 kg of water, at 90^0C, is poured into a copper pot at 20^0C. If the mass of the pot is 0.31 kg and assuming no heat is lost to the surroundings, calculate the final temperature of the pot.

سكب (0.20 kg) من الماء بدرجة (90^0C) في وعاء مصنوع من النحاس. فاذا كانت كتلة الوعاء (0.31 kg) ودرجة حرارته (20^0C), احسب درجة حرارة الوعاء النهائية مفترضاً عدم تسرب الحرارة الى المحيط الخارجي.

$$C_{water} = 4.18 \text{ kJ/kg.K}, \quad C_{copper} = 0.39 \text{ kJ/kg.K}$$

Solution

الحل

Applying conservation of energy, the total change in thermal energy of the system is equal to zero.

نطبق مبدأ حفظ الطاقة على المنظومة فنجد ان مجمل التغير في الطاقة الحرارية يساوي صفراً.

Therefore:

او ان:

Heat gained = Heat lost

الحرارة المكتسبة = الحرارة المفقودة

We use equation (1.6)

نستخدم المعادلة (1.6)

$$m_p \, C_p \, \Delta T_p = m_w \, C_w \, \Delta T_w$$

p refers to the pot and w refers to the water.

ΔT_p = final pot temperature T_{pf} (K) – initial pot temperature T_{pi} (K)

ΔT_w = initial water temperature T_{wi} (K) – final water temperature T_{wf} (K)

يشير الحرف p الى الوعاء والحرف w الى الماء.

ΔT_p = درجة حرارة الوعاء النهائية – درجته الابتدائية

ΔT_w = درجة حرارة الماء الابتدائية – درجته النهائية

Substitution gives:

وبالتعويض نحصل على:

$$0.31 \times 0.39 \times (T_{pf} - [20 + 273)] = 0.20 \times 4.18 \times [(90+273) - T_{wf}]$$

The temperature was converted to Kelvin using:

وقد تم تحويل وحدات درجة الحرارة الى كيلفن باستخدام:

$$K = {}^0C + 273$$

Assuming the system is in a state of equilibrium, thus

نفترض ان المنظومة في حالة الاتزان, اذن

The final temperature $T_f = T_{pf} = T_{wf}$

Substituting T_{pf} and T_{wf} by T_f and solving the equation

نعوض عن T_{pf} و T_{wf} بالرمز T_f ونحل المعادلة

$$T_f = 347\ 338\ K = 74.338^0C$$

Comments:

The final temperature of the pot and water is 74.338^0C. If we double the amount of hot water, the final temperature will be 87.11^0C. Note that the water did not cool significantly; this is due to the high value of its specific heat capacity. Naturally, after a while, the temperature will drop further due to heat loss to the surroundings.

الملاحظات:

بلغت درجة الحرارة النهائية لمنظومة الماء و الوعاء (74.338^0C) ولكن في حالة مضاعفة كمية الماء الساخن سترتفع الى (87.11^0C). ويعود سبب الانخفاض القليل بدرجة حرارة الماء الى ارتفاع قيمة سعتة الحرارية. وبطبيعة الحال سوف تنخفض درجة الحرارة بمرور الزمن نتيجة تسرب الحرارة الى المحيط.

1.4 Units of Heat

Heat is a form of energy and therefore the SI unit of heat is the Joule (J), and the dimensions are ML^2T^{-2}. Some common units are based on the definition of heat in terms of mass and temperature such as the ***Calorie,*** which is the amount of heat required to raise the temperature of one gram of water 1^oC, thus

Heat = mass x Specific Heat Capacity x temperature difference

Heat Energy (J) = Mass (kg) x Specific Heat Capacity (J/kgK) x Temperature difference (K) (SI Units)

The dimensions of the specific heat capacity in the above equation are $ML^2\ T^{-2}\ \theta^{-1}$. When the mass is measured in grams (g) and temperature in Celsius (centigrade) (^0C), the units of heat are calories (cal). Thus, the units of the specific heat capacity will be (cal/g ^0C). Furthermore, the units in the Engineering system are ($Btu/lb_m{}^0F$), where (Btu) is the ***British thermal unit*** defined as the amount of heat required to raise the temperature of one pound mass from 60 degrees Fahrenheit to 61.

1.5 Temperature

In example 1.1, the temperature of water was 90^0C, and that of the copper pot was 20^0C. Thermal energy transfer from water to the pot continued until equilibrium was established. Accordingly, it appears that the temperature is a measure of hotness, and heat will flow from a higher to a lower temperature. Hence, temperature can be defined as the degree of hotness or coldness relative to a standard value. Temperature is therefore a ***function of state*** that defines the direction of heat flow.

1.4 وحدات الحرارة

بما ان الحرارة شكل من اشكال الطاقة, لذا يتم قياسها في النظام العالمي بنفس الوحدات,اي بالجول (J), حيث تتخذ الابعاد (ML^2T^{-2}). ومن الوحدات الحرارية الاخرى الشائعة والمبنية على اساس تعريف الحرارة بدلالة الكتلة ودرجة الحرارة هي ***الكالوري*** المعرفة بكمية الحرارة اللازمة لرفع درجة حرارة غرام واحد من الماء درجة مؤية واحدة. اذن

الطاقة الحرارية = الكتلة x السعة الحرارية النوعية x فرق درجة الحرارة

وفي النظام العالمي (SI) :

الطاقة الحرارية (J) =

الكتلة (kg) x السعة الحرارية النوعية (J/kgK) x فرق درجة الحرارة (K)

ويلاحظ بأن ابعاد السعة الحرارية النوعية في التعريف اعلاه هي (θ^{-1} T^{-2} ML^2). فاذا اعتمدنا الغرام (g) لقياس الكتلة, والدرجة المؤية (^0C) لقياس درجة الحرارة, تتخذ الحرارة وحدة الكالوري (cal), وتصبح وحدات السعة الحرارية (cal/g ^0C). اما في النظام الهندسي فوحدات السعة الحرارية هي ($Btu/lb_m{}^0F$), حيث ان وحدات الحرارة هنا ***الوحدة الحرارية البرطانية***, رمزها (Btu), وهي كمية الحرارة اللازمة لرفع درجة حرارة كتلة قدرها باوند واحد من الماء من 60 فهرنهايت الى 61 .

1.5 درجة الحرارة

كنا قد حددنا في المثال 1.1 درجة حرارة الماء (90^0C) ودرجة الوعاء ($20\ ^0C$), ولاحظنا ان الطاقة الحرارية كانت تنتقل من الماء الى الوعاء لحين بلوغ حالة الاتزان. وهكذا يتضح ان درجة الحرارة تمثل مقياساً للسخونة, حيث تنتقل الحرارة من الدرجة المرتفعة الى المنخفضة. اذن يمكن تعريفها كدرجة السخونة او درجة البرودة نسبة الى قيمة معتمدة. وبالتالي تُعد درجة الحرارة ***احد متغيرات حالة المادة*** التي يتعين بها اتجاه سريان الحرارة.

The laws of thermodynamics provide many formulations relating temperature to other functions of state, such as specific volume, internal energy, enthalpy and entropy. Besides, on the molecular scale, the collision between a molecule with high kinetic energy and one with low kinetic energy will result in transferring thermal energy to the molecule of lower kinetic energy. Note that the amount of kinetic energy depends on temperature.

توفر قوانين علم ديناميك الحرارة علاقات عديدة تربط درجة الحرارة بمتغيرات اخرى مثل الحجم النوعي و الطاقة الداخلية والانثالبي والانتروبي. اما على المستوى الجزيئي, فان تصادم جزيئة تحمل طاقة حركية عالية باخرى تحمل طاقة حركية منخفضة يؤدي الى انتقال الطاقة الحرارية من الاولى الى الثانية. وتجدر الملاحظة هنا الى ان مقدار الطاقة الحركية يعتمد بدوره على درجة الحرارة.

1.5.1 Temperature Scales

Temperature is measured in one of three ***scales***; these are ***Celsius***, ***Fahrenheit***, and ***Kelvin***. Celsius is the metric system of measuring temperature. The Celsius scale, known until 1948 as ***centigrade***, named after the Swedish astronomer ***Andres Celsius*** 1701–1744. In this scale, the freezing point of water is considered zero degrees Celsius (0^0C) and the boiling point hundred degrees Celsius (100^0C), both being at sea level- atmospheric pressure. Thus, the scale is divided into 100 equal degrees between the two points. Note that the scale used to be known as centigrade because of the 100 degree intervals. The ***Fahrenheit scale*** is the classic English system of measuring temperature; it is popular in the United States of America. In this scale, the freezing point of water is 32 degrees Fahrenheit (32^0F) and the boiling point is 212 degrees (212^0F), both measured at sea level- atmospheric pressure. The scale, created by ***Daniel Gabriel Fahrenheit*** in 1724, divides the difference between the boiling point and freezing point of water into 180 equal degrees.

1.5.1 تدرجات قياس درجة الحرارة

تقاس درجة الحرارة استناداً الى ثلاث ***تدرجات***, هي ***سيليسيوس*** و ***فهرنهايت*** و ***كيلفن***. ويمثل تدرج سيليسيوس نظام القياس المتري, وقد سمي نسبة الى عالم الفلك السويدي ***أندريس سيليسيس*** 1701-1744, وكان التدرج يعرف حتى عام 1984 ***التدرج المئوي***. وهنا تعتبردرجة انجماد الماء مطابقة للصفرالمئوي (0^0C) ودرجة غليانه مطابقة للمئة (100^0C), علماً بأن الدرجتين تقاس تحت ظروف الضغط الجوي السائد لدى مستوى سطح البحر. وهكذا تم تقسيم التدرج الى 100 درجة متساوية بين الصفر والمئة, ولهذا السبب كان يعرف بالتدرج المئوي. اما ***تدرج فهرنهايت*** فهو النظام الانكليزي التقليدي لقياس درجات الحرارة, وهو شائع الاستخدام في الولايات المتحدة الامريكية. وهنا تكون درجة انجماد الماء تساوي 32 درجة فهرنهايت (32^0F) ودرجة غليانه 212 درجة فهرنهايت (212^0F), حيث تقاس الدرجتان تحت ظروف الضغط الجوي السائد لدى مستوى سطح البحر. وقام العالم ***دانيل كابريل فهرنهايت*** بوضع هذا التدرج عام 1724, وقد قسم الفرق بين درجة الغليان ودرجة الانجماد الى 180 درجة متساوية.

In the ***Kelvin scale*** water freezes at 273.15 Kelvin and boils at 373.15 Kelvin, both measured at sea level atmospheric pressure. The scale is named in honor of the Scottish physicist ***Lord Kelvin***. The units of the temperature in this scale, denoted K, are the SI units used widely in engineering. The ***absolute zero*** 0-K was defined by Kelvin to be equal to -273 ^{0}C or −459.67 ^{0}F. Note that Absolute temperature is actually a thermodynamic unit defined by the ***Zeroth Law***.

وفي ***تدرج كيلفن*** يتجمد الماء عند 237.15 ويغلي اذا بلغت درجة حرارته 373.15 كيلفن تحت ظروف الضغط الجوي لدى مستوى سطح البحر. سُمي المقياس بهذا الاسم تشريفاً الى ***اللورد كيلفن***, وهو عالم فيزيائي اسكوتلندي. تُعتمد وحدات درجة الحرارة (K) في نظام الوحدات العالمي (SI) الشائع الاستعمال في المجال الهندسي. وقد ثبت كيلفن ***الصفر المطلق*** عند درجة (0-K) التي تساوي (-273 ^{0}C) او (-459.67 ^{0}F). وتجدر الاشارة الى ان درجة الحرارة المطلقة هي في الحقيقة وحدة تخص علم ديناميك الحرارة معرفة بموجب ***قانون الصفر***.

1.5.2 Temperature Measurement - The Thermometer

1.5.2 قياس درجة الحرارة - المحرار

The most popular temperature measuring instrument is the ***thermometer***. It is made of a calibrated-glass tube containing liquid that expands or contract according to temperature change. ***Mercury*** is the common liquid used in thermometers, and depending on the temperature range, other liquids such as alcohol, kerosene and toluene can also be used.

يعد ***المحرار*** من اهم الآلات المعروفة لقياس درجة الحراراة. يتألف هذا المقياس من انبوبة زجاجية مدرجة تحتوتي سائلاً قابلاً للتمدد او التقلص تبعاً لمقدار التغير في درجة الحرارة. ويستخدم ***الزئبق*** كثيراً لهذا الغرض, كما يمكن استخدام بعض السوائل الاخرى مثل الكحول والكيروسين والتوليوين, حيث يحدد نوع السائل حسب مقدار التغير بدرجة الحرارة.

The mercury-in-glass thermometer was invented by the physicist ***D.G. Fahrenheit*** in 1714. It consists of a narrow glass stem attached a bulb containing mercury. The volume of mercury changes with temperature and the change in volume drives the mercury up the tube. The temperature is read by a scale or by markings of temperature values on the stem. Thermometers can be calibrated to indicate degree-Celsius (^{0}C), Fahrenheit (^{0}F) or both. Mercury thermometers are used for temperature measurement in a wide range of application, including industry, laboratories, ambient and hospitals.

اخترع العالم الفيزيائي ***دانيل غابريل فهرنهايت*** المحرار الزئبقي عام 1714. ويتألف المقياس من انبوبة ضيقة المقطع متصلة ببصلة تحتوي الزئبق. وفي حال حصول تغير في درجة الحرارة يتغير حجم الزئبق في البصلة مما يؤدي الى دفع عمود منه الى اعلى الانبوبة. وتُقرأ درجة الحرارة اما من التدرج المصاحب للانبوبة او من القيم المثبتة على سطحها مباشرة. ويمكن معايرة المقياس ليقرأ درجات حرارة مئوية (^{0}C) او فهرنهايت (^{0}F) او كلاهما. يستخدم المحرار الزئبقي في مجالات عديدة مثل المختبرات والمصانع والمستشفيات وقياس درجة حرارة الجو.

Note that any damage to the glass-thermometer might cause a spill of the toxic mercury. For this reason, the clinical thermometer has been replaced recently by more accurate digital-electronic instruments. Mercury thermometers cover a temperature range of −37 to 356°C. A typical temperature range of clinical thermometers is 35°C to 42°C.

وتجدر الملاحظة الى ان اي ضرر يلحق بالمحرار قد يؤدي الى تسرب مادة الزئبق السامة, ولهذا السبب استبدل المحرارالزئبقي الطبي في الآونة الاخيرة باجهزة قياس الكترونية رقمية اكثر دقة. ويقرأ المحرار الزئبقي درجات حرارة تتراوح بين (−37°C) و (356°C) بينما يقيس المحرار الطبي درجات تتراوح بين (35°C) و (42°C).

Organic liquid thermometers are used as an alternative to mercury thermometers. ***Ethyl alcohol*** is one of the cheap liquids used for this purpose. It is volatile but less toxic than mercury. A typical meter is made up of a glass bulb, containing colored-liquid, attached to a ***capillary*** glass tube. The space above the liquid is filled with nitrogen. The liquid expands as a result of temperature rise, moving up the capillary, and the reading is observed on the scale. ***Alcohol thermometers*** can be used to indicate temperatures in the range of -70^{0}C to 76^{0}C and are commonly used for ***meteorological*** measurements. Further, employing mixtures of organic liquids can provide measurement temperatures as low as -200^{0}C.

تستخدم احياناً ***محارير السوائل العضوية*** كمقاييس بديلة عن المحرار الزئبقي, ويعد ***الكحول الاثيلي*** من السوائل المناسبة لهذا الغرض. وعلى الرغم من قابليته الكحول على التبخرالسريع الا انه ارخص ثمناً من الزئبق واقل منه سمياً. ويتألف هذا النوع من المحارير من بصلة زجاجية تحتوي سائلاً عضوياً ملوناً متصلة ***بانبوبة شعرية*** مصنوعة من الزجاج, ويشغل غاز النايتروجين الفراغ فوق عمود السائل في الانبوبة, وان اي ارتفاع بدرجة الحرارة سيؤدي الى تمدد السائل الى اعلى الانبوبة الشعرية مسجلاً قراءة على التدرج المصاحب للمقياس. يمكن استخدام ***المحارير الكحولية*** لقياس درجات حرارة تتراوح بين (-70^{0}C) و (76^{0}C), وهي شائعة الاستعمال في مجال ***الارصاد الجوي***. كما يمكن قياس درجات حرارة منخفضة جداً اي زهاء (-200^{0}C) باستخدام خلائط من بعض السوائل العضوية.

1.5.3 Thermocouples

1.5.3 المزدوجات الحرارية

Thermocouples are widely used in industry as temperature measuring instruments, and as sensing elements of temperature control loops. A thermocouple consists of two dissimilar metal wires joined together to form two junctions. If one junction is heated, an electric current is generated in the loop, (Figure 1.2).

تستخدم ***المزدوجات الحرارية*** كآلات قياس لدرجات الحرارة على نطاق واسع في شتى المصانع, وتستخدم ايضاً كعنصرتحسس ضمن دوائرة التحكم بدرجات الحرارة. ويتألف المزدوج الحراري من سلكين مصنوعين من معدنين مختلفين متصلة نهايات احدهما بالآخر. وفي حالة تسخين احدى نقاط الربط يتولد تياركهربائي في الدائرة, انظر (الشكل 1.2).

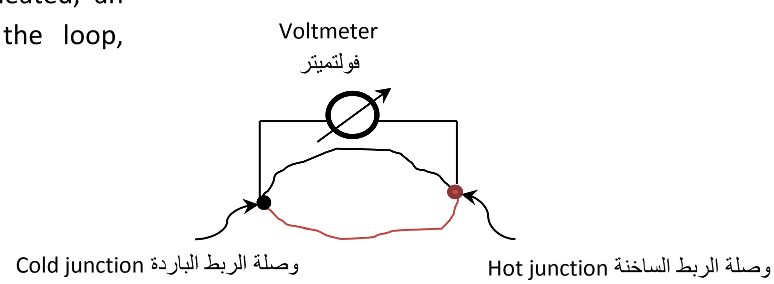


Figure 1.2

Experiments show that the current is related to temperature difference between the two junctions. In Figure1.2, the two junctions are fixed at different temperatures and hence the ***voltmeter*** registers a voltage indicating the flow of electric current. The flow of electricity is due to the ***Seebeck effect***. ***Thomas Seebeck*** (1770–1831) found that, if two ends of a metal wire were kept at different temperatures, an ***electromotive force*** is set up and an electric current flows through it. The magnitude of ***voltage*** and current depends on the type of metal and on the value of the temperature gradient.

In practice, thermocouples are calibrated by recording the voltage values at different temperatures of the hot junction. The results are then plotted and the temperature can be read from the graph directly.

تبين التجارب أن التيار الكهربائي يتغير تبعاً لتغير الفرق بدرجة الحرارة بين نقطتي الربط. ونشاهد في الشكل 1.2 ان احدى نقاط الربط ساخنة والاخرى باردة, وعليه يسجل ***الفولتميتر*** قراءة تشير الى سريان التيار كهربائي في الدائرة. ويعزى توليد الكهرباء في الدائرة الى ***تأثير سيبك*** الذي اكتشفه العالم ***توماس سيبك*** (1770–1831), حيث توصل الى ان تسخين طرفي سلك معدني الى درجات حرارة مختلفة يولد ***قوة دافعة كهربائية*** تسبب سريان التيار الكهربائي. وان مقداركل من ***الجهد الكهربائي*** (الفولتية) والتيار يعتمدان على نوع معدن السلك وعلى مقدارالفرق بدرجة الحرارة.

وفي مجال التطبيق تخضع المزدوجات الحرارية الى المعايرة قبل استخدامها, حيث تُسجيل قيم الجهد الكهربائي عند درجات حرارة مختلفة لوصلة الربط الساخنة, وبعد ذلك يتم رسم النتائج على هيئة خط بياني يمكن من خلاله قراءة درجة الحرارة منه مباشرة.

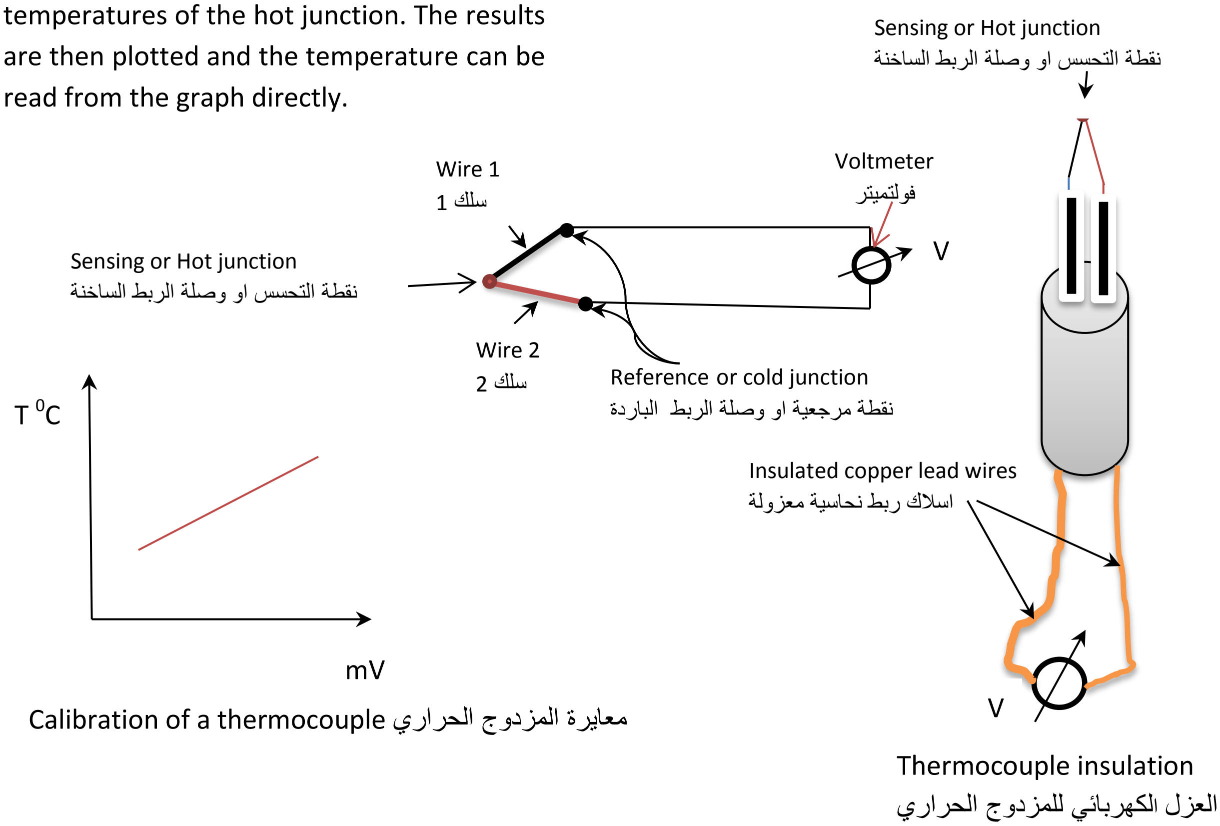


Figure 1.3 الشكل

Typical thermocouple arrangement نموذج لمنظومة المزدوج الحراري

The actual common thermocouple consists of electrically-insulated wires placed inside a protective sheath as shown in Fig 1.3. The two ends of the wires are connected to a voltmeter through low resistance insulated ***lead wires***. The joining points of the thermocouple wires with the lead wires constitute the cold junction known as the ***reference junction*** of the device. To measure the temperature, the **sensing junction** (hot junction) is normally brought in contact with the spot where temperature measurement is required. The reading of the voltmeter is noted in millivolt which is equivalent to a temperature value according to the calibration graph.

يتألف المزدوج الحراري شائع الاستخدام من اسلاك معزولة كهربائياً ومغلفة بقشرة واقية, كما هو مبين في الشكل 1.3. تتصل نهايتا السلكين السائبتين بفولتميتر من خلال اسلاك معزولة ذات مقوامة كهربائية واطئة تدعى ***اسلاك التوصيل***. وتشكل نقطتا الاتصال بين اسلاك المزدوج الحراري واسلاك التوصيل نقطة الربط الباردة التي تسمى ***الوصلة المرجعية*** للجهاز. ولقياس درجة الحرارة, توضع ***وصلة التحسس*** (نقطة الربط الساخنة) بتماس مع الموقع المراد قياس درجة حرارته, ثم يتم تسجيل قراءة الفولتميتر بوحدات المليفولت التي تعادلها درجة حرارة معينة وفقاً لمخطط المعايرة.

There are many types of thermocouples made from different materials. Some provide higher reading of millivolts and some are more accurate and sensitive than others. The accuracy is related to the material of the wires and the ***Platinum-Rhodium*** devices seem to have higher accuracy or low value of error, typically of around +/- 0.5%. Thermocouples are color coded according to the relevant world standard. For example, according to the ***American standard***, the positive wire of type T is blue and the negative one is red; the wires of this type are copper/constantan, see Figure 1.4.

هنالك انواع عديدة من المزدوجات الحرارية مصنوعة من مواد مختلفة, حيث يمنح بعضها قراءة جيدة بوحدات الميلليفولت, الا ان بعضها أكثر دقة وحساسية من غيرها. وتعتمد دقة الجهاز على نوع مادة صنع الاسلاك, فالمزدوجات المصنوعة من ***البلاتين والروديوم*** تتمتع بدقة عالية وتكون نسبة الخطأ بدرجة الحرارة المقاسة بها ضئيلة تُقدر بحدود (0.5% -/+). وعادة يتم ترميز المزدوجات الحرارية بالوان معينة حسب المعايير العالمية السائدة, فمثلاً حسب ***المعيار الامريكي*** يصبغ السلك الموجب للمزدوج (type T) باللون الازرق والسلك السالب باللون الاحمر, علماً ان هذا المزدوج مصنوع من مادتي النحاس وسبيكة الكونستنتين, انظر الشكل 1.4.

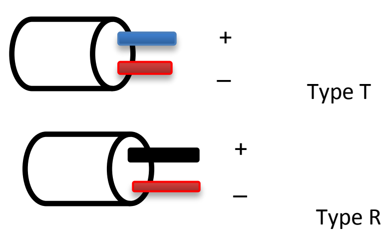


Figure 1.4 الشكل

The common thermocouples are listed in table 1.2 and for detailed description of thermocouples, their construction and application, we advise to refer to the relevant literature [3, 4].

يبين الجدول 1.2 انواع المزدوجات الحرارية شائعة الاستعمال, وللمزيد من المعلومات عن صنع واستخدام هذه الآلات ننصح بالاطلاع على المصادر ذات العلاقة [3, 4].

Table 1.2 الجدول

Common types of Thermocouples انواع المزدوجات الحرارية شائعة الاستعمال

Type **نوع المزدوج**	**Material of wires**	**مادة صنع السلكين**	**Continuous temperature range (^0C) درجة الحرارة**
	Positive (+)	Negative(-)	
K	Ni-Cr	Ni-Al	0 - 1100
J	Fe	Cu-Ni	0 - 750
T	Cu	Cu-Ni	-185 - 300
N	Ni-Cr-Si	Ni-Si-Mg	0 - 1100
E	Ni-Cr	Cu-Ni	0 - 800
B	PT-30Rh	PT-6Rh	200 - 1700
R	PT-13Rh	Pt	0 - 1600
S	PT-10Rh	Pt	0 - 1600

1.5.4 Other Measuring Instruments

In addition to thermometers and thermocouples, temperature can be measured by various types of instruments. A common type is the resistance temperature detector (***RTD***), and the ***thermistor***; both instruments provide readings based on changes in the electrical resistance due to variation in temperature. There is the ***Infrared sensor*** which is a non-contact instrument that measures temperature by detecting infrared radiation from a hot source. ***Pyrometers*** are also based on sensing thermal radiation without contact with the source; they are used for high temperature measurement. The ***Bimetallic device*** is used in weather forecast; it consists of two different metal strips bonded together and attached to a pointer. As the two strips heated, one side will expand more than the other and the pointer will register a temperature on the scale.

1.5.4 اجهزة القياس الاخرى

بالاضافة الى المحارير والمزدوجات الحرارية, يمكن قياس درجة الحرارة بواسطة انواع مختلفة من الآلات. فهناك الاجهزة التي تعتمد على تغير المقاومة الكهربائية بسبب تغير درجة الحرارة مثل (***RTD***) و ***الثرمستر***. وكذلك تتوفر ***آلة استشعارالاشعة تحت الحمراء*** التي تقيس درجة الحرارة عن طريق التقاط الاشعة تحت الحمراء من المصدر دون ملامسته. ولدينا ايضاً ***البايرومتر*** الذي يسجل درجات حرارة عالية نتيجة التقاطه الاشعاع الحراري من الجسم الساخن دون ملامسة المصدر. وتُقاس درجة حرارة الجو بواسطة ***المزدوج المعدني***, وهو يتركب من شريطين مصنوعين من معدنين مختلفين ملتصقين ببعضهما تماماً ومتصلين بمؤشر. وعند تسخين الشريطين يتمدد احدهما اكثر من الاخر فيتحرك المؤشر المتصل باحد الاطراف ليسجل درجة حرارة معينة لدى تدرج المقياس.

1.5.5 Temperature Units

Temperature is measured by one of the following units: Celsius (^0C), Kelvin (K), Fahrenheit (^0F) or Rankin (^0R).

Conversion from one unit to another is according to the following relationships

1.5.5 وحدات درجة الحرارة

تقاس درجة الحرارة باحدى الوحدات التالية: السيلسيوس , الدرجـة المؤيـة (^0C), وحـدات الكـيلفن (K), الفهرينهايـت (^0F) او الرانكن (^0R).

يتم تحويل الوحدات من نظام الى آخر بموجب العلاقات الآتية

$$K = {}^0C + 273 \quad (1.8)$$

$${}^0R = {}^0F + 459.67 \quad (1.9)$$

$${}^0F = ({}^0C \times 1.8) + 32 \quad (1.10)$$

$${}^0C = ({}^0F - 32)/1.8 \quad (1.11)$$

Example 1.2

The boiling point of water at atmospheric temperature is 100 ^0C, what will it be in Rankin?

Solution

We apply equations (1.10) and (1.11):

المثال 1.2

اذا كانـت درجـة غليـان المـاء عنـد الضـغط الجـوي تسـاوي (100 ^0C) فما مقدارها بوحدات الرانكن؟

الحل

نستخدم معادلات تحويل الوحدات (1.10) و (1.11):

$${}^0F = ({}^0C \times 1.8) + 32$$

Boiling point in Fahrenheit = (100 x 1.8) +32

= 212 ^0F

Boiling point in Rankin = 212 + 459.67 = 671.67 ^0R

Exercise

Derive equations to relate:

a- Kelvin to Rankin
b- Fahrenheit to Kelvin
c- Rankin to Celsius

تمرين

اشتق معادلات تربط بين:

أ- وحدات الكيلفن و وحدات الرانكن
ب- وحدات الفيهرنهايت ووحدات الكيلفن
ت- وحدات الرانكن والوحدات المؤية

1.6 Heat Transfer

Heat is transferred between two objects by virtue of temperature difference. In practice, we note that after pouring hot water in a cup, the water cools down and the cup becomes warmer over time. This indicates that thermal energy is moving from the water to the cup, and the heat transfer process continues until both are at the same temperature. Similarly, if two solid objects at different temperatures brought into contact, heat will flow from the hotter body until both objects attain the same temperature. The above two examples indicate the existence of different mechanisms for heat transfer. Here we ask questions, how did heat flow from water to the cup? How did it flow from one solid object to another?

The examples also indicate that time is very important in the heat exchange process. Thus, the rate of heat transfer is actually the main controlling factor of the heat exchange process. Accordingly, we can state that heat transfer *is the science that deals with the determination of the rate of heat transfer*, which is the amount of heat flow per unit time. In addition, heat transfer analysis provides information about the ***temperature gradient*** within a system as well as the time required for heating or cooling.

1.6 انتقال الحرارة

تنتقل الحرارة من جسم الى آخربسبب الفرق بدرجة الحرارة بينهما. ونلاحظ في مجريات الحياة العامة ان سكب الماء الحار في فنجان يؤدي الى رفع درجة حرارته, بينما تنخفض درجة حرارة الماء بمرور الزمن. وهذا يشير الى ان الطاقة الحرارية تنتقل من الماء الى الفنجان, وان عملية انتقال الحرارة تستمرحتى يصبح كلاهما في نفس درجة الحرارة. ولو تطرقنا الى مثال آخر يخص تلامس جسم صلب ساخن بجسم صلب بارد نسبياً, سنجد الحرارة تسري من الجسم الاول الى الثاني لحين بلوغهما نفس درجة الحرارة. يشيرالمثالان السابقان الى وجود طرائق مختلفة لانتقال الحرارة, وهنا نطرح الاسئلة, كيف انتقلت الحرارة من الماء الى الفنجان؟ وكيف انتقلت الحرارة من الجسم الصلب الساخن الى الجسم الآخر؟

يتضح من المثالين السابقين ايضاً ان الزمن مهم جداً في عملية التبادل الحراري , وبالتالي فإن معدل انتقال الحرارة (اوسرعة انتقال الحرارة) هو في الواقع عامل التحكم الاساسي بعملية التبادل الحراري. وهكذا يمكن القول بأن انتقال الحرارة *هوالعلم الذي يعنى بتقديرمعدل انتقال الحرارة*, او تخمين كمية الحرارة المنتقلة في وحدة الزمن. اضافة الى ذلك فإن تحليلات انتقال الحرارة توفر لنا معلومات تخص ***التدرج بدرجة الحرارة*** في المنظومة قيد الدراسة, اي تحديد درجات الحرارة في مواقع مختلفة, وكذلك معلومات تخص الزمن اللازم لتسخين او لتبريد اجزاء المنظومة.

1.7 Heat Transfer Modes

There are three methods of heat transfer, conduction, convection and radiation.

1.7.1 Conduction

It is the transfer of thermal energy from the more energetic particles to the adjacent less energetic ones of a substance. It may also occur between two solid objects in contact; particularly when the surfaces of the solid objects are in good physical contact. Fluids, that are liquids and gases, are much less conductive than solids. Conduction does not involve transfer of material; in fact, the energy transfer is caused by the collision of vibrating atoms as well as the free movement of electrons in the solid. Some materials are good conductors compared to others, for example ***steel*** is a good conductor whilst wood is a poor conductor. The ability of materials to conduct heat is governed by a property known as ***thermal conductivity*** denoted k in W/m.K or W/m.^{0}C. The higher the value of the conductivity the more heat is conducted, for example, the thermal conductivity of copper is 0.4 kW/m.K and of water is 0.000613 kW/m.K, indicating that copper is a good conductor and water is poor. In practice, the rate of heat transfer q in W depends on the temperature difference ΔT, the geometry of the object determined by the ***characteristic length***, which is Δx for a flat plate, as well as the thermal conductivity k. In fact, temperature difference is the ***driving force*** for all heat transfer modes. ***Fourier's Law*** correlates the parameters by equation (1.12) which is applied to evaluate the rate of heat transfer for ***one dimensional steady state conduction***.

1.7 طرائق انتقال الحرارة

هناك ثلاث طرق لانتقال الحرارة هي التوصيل والحمل والاشعاع.

1.7.1 التوصيل الحراري

هو انتقال الطاقة الحرارية من جزيئات المادة عالية الطاقة الى الجزيئات ذات الطاقة الاقل. ويحدث التوصيل ايضاً عند تلامس جسمين مصنوعين من مادة صلبة, حيث يكون انتقال الحرارة فعالاً اذا كان التماس بين اسطح الجسمين تماساً جيداً. اما الموائع التي تشمل السوائل والغازات فهي ضعيفة التوصيل مقارنة بالمواد الصلبة.

ان التوصيل الحراري لاينطوي على اي نوع من انتقال المادة, لكن ما يحصل هوانتقال الطاقة نتيجة تصادم ذرات المادة التي تكون في حالة الاهتزاز, وكذلك بسبب حرية حركة الالكترونات في المواد الصلبة. ونجد بأن بعض المواد جيدة التوصيل مقارنة بمواد اخرى, ومثال ذلك جودة توصيل مادة ***الصلب الحديدي*** مقارنة بمادة الخشب. ويعود السبب الى قيمة ***الموصلية الحرارية*** التي يرمز لها (k), وحداتها (W/m.K) او (W/m.^{0}C), وهي خاصة تعنى بتحديد قدرة المواد على توصيل الحرارة. ولهذا تُصنف المواد مرتفعة الموصلية على انها مواد جيدة التوصيل الحراري. فعلى سبيل المثال, موصلية مادة النحاس تساوي (0.4-kW/m.K) والماء (0.000613-kW/m.K) مما يشير الى ان النحاس موصل حراري جيد, بينما الماء هو موصل حراري ضعيف.

وفي التطبيقات العملية, يعتمد معدل انتقال الحرارة (q) بالوحدات (W) على الفرق بدرجة الحرارة (ΔT) وعلى شكل الجسم الهندسي الذي يمثله ***الطول المميز***, وهو سمك الصفيحة المستوية (Δx) مثلاً, كما ويعتمد ايضاً على قيمة الموصلية الحرارية (k) . وتجدر الاشارة الى ان الفرق بدرجة الحرارة هو ***القوة الدافعة*** لجميع انماط انتقال الحرارة. يربط **قانون فورير** المقادير الثلاثة بالمعادلة (1.12) التي تستخدم لحساب معدل انتقال الحرارة في جميع حالات ***التوصيل المستقر احادي البعد***.

$$q = k\,A\,(\Delta T/\Delta x) \qquad (1.12)$$

Steady state means that temperature difference does not vary with time. However, if the temperature varies with time, ***transient conduction*** will prevail. It is also called ***unsteady state conduction*** and it engages complicated mathematical analysis. Additionally, in many industrial applications, heat may be transferred in more than one direction. In this case, the analytical solution to evaluate the temperature distribution becomes fairly complex. Note that solving transient-three dimensional conduction may require the employment of ***numerical techniques*** and computers to provide an approximate solution.

ان حالة الاستقرارهنا تعني ثبوت الفرق بدرجة الحرارة مع مرور الزمن. اما اذا تغير مقدار الفرق بدرجة الحرارة مع الزمن فسيتحول انتقال الحرارة الى نمط ***التوصيل العابر*** الذي يعرف ايضاً ***التوصيل غير المستقر***, ويتميزهذه النوع من التوصيل الحراري بتحليلات رياضية معقدة للغاية. بالاضافة الى ذلك, ففي بعض التطبيقات الصناعية, قد يحصل انتقال الحرارة باكثر من اتجاه متزامناً مع تغير الزمن, مما يؤدي الى صعوبة بالغة في حل معادلات التوصيل الحراري لتحديد قيم درجات الحرارة. وتجدر الاشارة الى ان حل معادلات التوصيل غير المستقر في ثلاثة اتجاهات قد يستلزم تطبيق ***الطرق العددية*** باستخدام الحاسبات الالكترونية للتوصل الى حلول تقريبية.

Conduction plays an essential part in heat transfer analysis for many engineering applications. Good examples are the design of heat exchanges, boilers, air-conditioning systems and thermal insulation.

Insulating materials exhibit low values of thermal conductivity; typical examples for buildings and industrial furnaces are: Glass fiber, Mineral wool, Cellulose, Polyurethane and Polystyrene (Styrofoam). Note that, it is quite common to encounter calculations of insulation thickness involving combined conduction with other modes of heat transfer such as convection or radiation.

يلعب التوصيل دوراً اساسياً في تحليلات انتقال الحرارة للعديد من التطبيقات الهندسية, وان افضل الامثلة على ذلك هو, تصميم المبادلات الحرارية, والافران الصناعية ,والمراجل البخارية ومنظومات التكيف, وكذلك حسابات تقدير سمك طبقة العزل الحراري.

تمتاز مواد العزل الحراري بقيم موصلية حرارية منخفضة, ومن اهم المواد المستخدمة لعزل البنايات السكنية وعزل الافران الصناعية هي الالياف الزجاجية, والصوف المعدني, والسيليلوز, والبوليوريثين, والبوليستايرين. وغالباً ما تتطلب حسابات تقدير سمك الطبقة العازلة حل معادلات التوصيل الحراري متزامناً مع طرق اخرى لانتقال الحرارة مثل الحمل الحراري او الاشعاع.

1.7.2 Convection

is the transfer of heat by movement of the fluid from a hotter to a cooler spot. Hence, the bulk motion of a gas or liquid is a necessity for convective heat transfer to take place. In practice, convection is accomplished by forcing a fluid across objects of different geometrical shapes.

1.7.2 الحمل الحراري

هو انتقال الحرارة بفعل حركة المائع من نقطة حارة الى اخرى باردة, وعليه تعد حركة السائل او الغاز ضرورية لتوليد انتقال الحرارة بالحمل. وفي مجالات التطبيق العملي يحدث الحمل الحراري نتيجة دفع المائع قسرياً عبر اجسام ذات اشكال هندسية متنوعة.

Let us look at the cooling of a hot surface by a current of air. Heat is first conducted from the surface to the layer of air adjacent to the surface, and then it is carried away from the surface by convection. This mode of heat transfer depends on temperature difference as well as on the motion of the fluid.

ولـو تتبعنـا عمليـة تبريـد سـطح سـاخن بتيـارمن الهـواء, سنلاحظ بـأن الحـرارة تنتقل مـن السطح الـى طبقـة الهـواء الملامسـة لهـا بواسطة التوصيل, ثـم تنتقل بواسطة الحمل الحراري مبتعدةً عن السطح الصلب. ويعتمد هذا النـوع من انتقال الحـرارة علـى مقدار الفرق بدرجـة الحـرارة اضـافة الى حركة المائع.

Two common types of convection exist: one is ***natural convection*** or ***free convection***, which is characterized by the movement of fluid caused by ***buoyancy forces*** due to the temperature difference. The second type is ***forced convection*** caused by forcing a fluid by a pump or a fan over the surface. The rate of convective heat transfer is determined by ***Newton's cooling law*** expressed by the equation

يوجد نوعان من الحمل الحراري, ***الحمل الحراري الطبيعي*** ويسمى ايضـا ***الحمل الحراري الحر*** الـذي يتميـز بحركـة المائع بسبب ***قوى الطفو*** الناجمة عن الاختلاف في درجة الحـرارة, و***الحمل الحراري القسري*** الـذي يحـدث نتيجـة الجريــان القســري للمــائع بواســطة مضــخة او مروحــة عبرالسطح. ويُحسب معدل انتقال الحرارة بالحمل بواسطة ***قانون نيوتن للتبريد*** وفقاً للمعادلة الاتية

$$q = h\,A\,(T_s - T_f) \qquad (1.13)$$

h is the ***heat transfer coefficient*** in $W/m^2.K$ or $W/m^2.^0C$, A is the surface area in m^2, T_s is the temperature of the surface and T_f is the temperature of the fluid. It is worth noting here that the heat transfer coefficient h is not a property of the fluid, and its value should be determined experimentally for the setup understudy.

يمثـل الرمــز (h) ***معامـل انتقــال الحــرارة*** بالوحــدات ($W/m^2.K$) او ($W/m^2.^0C$), والرمــز (A) هوالمســاحة بالوحـدات (m^2), و (T_s) درجـة حـرارة السـطح و (T_f) درجـة حـرارة المـائع. وتجـدر الاشـارة هنـا الـى ان معامل انتقال الحـرارة هـو لـيس خاصـة مـن خـواص المـادة, وانمـا ينبغي تحديد قيمته عملياً للمنظومة قيد الدراسة.

Natural convection is demonstrated by heating the space inside a room. If a heater is placed in a corner inside a room, the air gets warmer and moves upward with the cooler air moving downward setting up warm currents around the space. Forced convection is more popular in industry, and pumping water into ***heat exchanger*** tubes is a typical example.

ان افضـل مثـال علـى ظـاهرة الحمـل الطبيعـي هـو تدفئـة الغرفة, فعندما نضع مدفئة في احدى زواياها يرتفع الهواء الدافيء الـى الاعلـى ويحـل محلـه هـواء بـارد مولـداً تيـارات دافئة فيها. اما الحمل القسري فهو شـائع فـي المصـانع حيـث يُعـد ضـخ المـاء فـي انابيـب ***المبـادلات الحراريـة*** مثـالا نموذجياً لذلك.

1.7.3 Thermal Radiation

1.7.3 الاشعاع الحراري

It is the energy emitted by matter due to temperature. . All materials, solids, liquids and gases, radiate heat at a temperature above 0 K. Radiation is made up of ***electromagnetic waves*** with relatively long wave length compared to other forms of radiation such as ultraviolet or visible light. In contrast to convection and conduction, the transfer of radiation does not require an intervening transport medium; a good example is the travel of sun light to earth. Thermal radiation travels in ***vacuum*** at the speed of light without being subjected to any effect. An incident beam of radiation on a surface may undergo reflection, or absorption, or transmission, or the three phenomena simultaneously, see Figure 1.5. Radioactive heat transfer is the predominant mode of heat transfer at high temperatures. The amount of radiation emitted or absorbed by a solid object, at a given temperature, is determined by the value of the surface ***emissivity*** ϵ or ***absorptivity*** α. The value of both properties is in the range $0 \leq \epsilon \leq 1$ and $0 \leq \alpha \leq 1$. A body that have an emissivity $\epsilon = 1$ is called ***blackbody***.

هو الطاقة المنبعثة من المواد بسبب درجة الحرارة, حيث ان جميع المواد سواء اكانت صلبة او سائلة او غازية تبعث الاشعاع عند درجات حرارة تفوق الصفر المطلق (0 K). يتكون الاشعاع الحراري من ***موجات كهرومغناطيسية*** تتميز بموجاتها الطويلة نسبة الى انواع الاشعاع الآخرى كالاشعة فوق البنفسجية والضوء المرئي. وخلاف لما هومعروف عن الحمل الحراري والتوصيل فلا يتطلب انتقال الاشعاع بين نقطتين الى وسيلة نقل, ومثال ذلك هو وصول الضوء من الشمس الى الارض مروراً بالغلاف الجوي. وكذلك ينتقل الاشعاع الحراري خلال ***الفراغ*** بسرعة الضوء دون تعرضه الى اي تأثير. وقد تتعرض حزمة اشعاع ساقطة على سطح معين الى انعكاس او امتصاص او نفاذ, او جميع هذه الظواهر في آن معاً, كما هو مبين في الشكل 1.5. وتجدر الاشارة الى ان الاشعاع الحراري هو النمط السائد لانتقال الحرارة عند درجات الحرارة المرتفعة. تتحكم كل من ***الانبعاثية*** (ϵ) و***الامتصاصية*** (α) بمقدار الاشعاع المنبعث او الممتص من الجسم الصلب عند درجة حرارة معينة, وتتخذ كل من الخاصتين قيم تتراوح بين الصفر والواحد, اي: ($0 \leq \epsilon \leq 1$) و ($0 \leq \alpha \leq 1$), وعندما تكون انبعاثية الجسم مساوية الواحد ($\epsilon = 1$), يطلق عليه ***الجسم الاسود***.

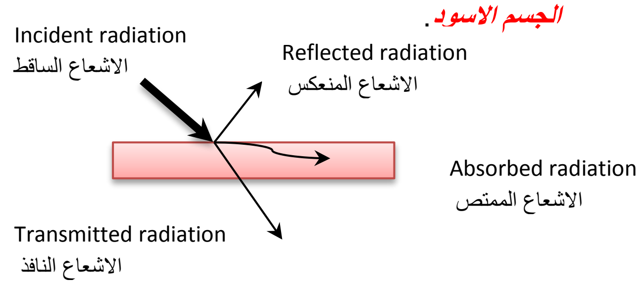


Figure 1.5 الشكل

The maximum rate of radiation emitted by an object q_{max} in W is known as blackbody radiation; it is given by ***Stefan-Boltzmann*** law as

تُسمى كمية الاشعاع القصوى المنبعثة من جسم معين (q_{max}) بوحدات (W) اشعاع الجسم الاسود, حيث يتم تقديره بموجب قانون ***ستيفان – بولتزمان*** كالآتي

$$q_{max} = \sigma A T_s^4 \qquad (1.14)$$

In fact, the ***real surface*** emits less radiation than the blackbody at the same temperature, and the rate of radiation q_{emit} is expressed as

وفي واقع الحال, ينبعث الاشعاع من ***السطح الحقيقي*** بكمية اقل من الجسم الاسود عند نفس درجة الحرارة, ويُكتب معدل الاشعاع الحراري الصادر (q_{emit}) منه بالصيغة الاتية

$$q_{emit} = \epsilon \sigma A T_s^4 \qquad (1.15)$$

where ε is the *emissivity* of the surface, T_s is the absolute temperature of the surface expressed in K, A is the surface area in m^2 and σ is the ***Stefan-Boltzmann constant*** whose value is 5.67×10^{-8} $W/m^2.K^4$.

ويمثل (ε) انبعاثية السطح, و (T_s) درجة حرارته المطلقة بوحدات (K), و (A) مساحة السطح بالوحدات (m^2) و (σ) ***ثابت ستيفان – بولتزمان*** الذي يتخذ القيمة (5.67×10^{-8} $W/m^2.K^4$).

A blackbody is also a perfect absorber of radiation and hence has an absorptivity equal to one $\alpha = 1$.

ويُعد الجسم الاسود ممتصاً مثالياً للاشاع, لذلك تكون امتصاصيته تساوي الواحد ($\alpha = 1$).

The value of emissivity and absorptivity depends on temperature and wavelength; however, ***average values*** are commonly used to evaluate radiation. According to ***Kirchhoff's law***, the two average values are equal ($\epsilon = \alpha$).

يعتمد مقدار كل من الانبعاثية والامتصاصية على درجة الحرارة وعلى طول الموجة, مع ذلك فاننا نستخدم عادة ***قيماً وسطية*** لغرض انجاز حسابات تقدير كمية الاشعاع الحراري. وبموجب ***قانون كيرتشوف*** تصبح القيمتان الوسطيتان للانبعاثية والامتصاصية متساويتين, اي ان ($\epsilon = \alpha$).

Evaluation of radiate heat transfer is based on the exchange of radiation between surfaces or between a surface and the surrounding atmosphere. This is common in in the design of some industrial furnaces, where we find radiation exchange between the walls is essential. On the other hand, the design of ***combustion chambers*** involves radiative exchanges between surfaces and combustion gases. Thus, the emission and absorption of radiation by gases may affect the design calculations.

تستند طريقة تقديركمية الاشعاع الحراري الى ظاهرة التبادل الاشعاعي بين الاسطح او بين الاسطح وما يحيط بها. فمثلا, يُعد تبادل الاشعاع الحراري بين الاسطح اساساً لتصميم الافران الصناعية, بينما يستند تصميم ***صناديق الاحتراق*** الى تخمين تبادل الاشعاع بين الاسطح وغازات الاحتراق الموجودة داخلها, حيث يؤثرامتصاص وانبعاث الاشعاع بواسطة هذه الغازات في حسابات التصميم.

The ***net rate of radiation heat transfer*** q_{net} is given by the equation

يعطى ***المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع*** (q_{net}) من المعادلة

$$q_{net} = \epsilon \sigma A \left(T_s^4 - T_\infty^4\right) \qquad (1.16)$$

T_∞ is the surrounding temperature in K.

(T_∞) هي درجة حرارة المحيط بوحدات (K).

There are many applications for radiation heat transfer, particularly in industry; examples are furnaces and heating systems. Solar energy system analysis and design involves radiation as well as other modes of heat transfer. The field of radiation is also important in space research.

هناك عدة تطبيقات لانتقال الحرارة بالاشعاع في المصانع, منها ما يتعلق بالمعدات الصناعية كالافران ومنظومات التدفئة. كما يتضمن تصميم منظومات الطاقة الشمسية تحليلات انتقال الحرارة بالاشعاع مع طرائق انتقال الحرارة الاخرى. والمعروف ايضاً بأن الاشعاع الحراري يشكل جانباً مهماً في بحوث تكنولوجيا الفضاء.

1.8 Combined Heat Transfer Modes

Heat transfer may occur in one of three modes, conduction, radiation or convection. However, it is quite common to have more than one mode occurring simultaneously. Depending on the type of medium or material, we may experience one or two modes taking place at the same time. For example, heat transfer through vacuum takes place by radiation and through opaque solids by conduction. Nevertheless, conduction and radiation may occur simultaneously in semitransparent solids such as glass. Furthermore, heat transfer from the surface of a solid material to the surrounding may involve convection and radiation. However, if we include heat transfer through the material by conduction, we will have all three mechanisms involved. Likewise, heat transfer through stagnant gases is normally accomplished by both conduction and radiation. But, for moving gases, convection will be the dominant mode, plus some radiative exchange. So far, we noticed that only two modes of heat transfer can occur in a single medium. For the simultaneous occurrence of the three modes, another medium is required; a good example is heat exchanges between a metal plate and the ambient air.

1.8 انتقال الحرارة باكثر من طريقة

اصبح واضحاً ان الحرارة تنتقل باحدى طرائق الانتقال الثلاث, التوصيل او الاشعاع او الحمل الحراري. ومع ذلك نجد احياناً حدوث انتقال الحرارة باكثر من طريقة في آن معاً. فقد تنتقل الحرارة بنمط واحد او نمطين وذلك حسب نوع الوسط او المادة التي تمر من خلالها. فمثلاً يحصل الانتقال خلال الفراغ بالاشعاع فقط, بينما يُعد التوصيل الطريقة الوحيدة لانتقال الحرارة خلال الاجسام المعتمة كالقطع المعدنية. ويمكن ان يتزامن الاشعاع والتوصيل في المواد الصلبة شبه الشفافة مثل الزجاج. وكثيرا ما يحدث انتقال الحرارة من سطح مادة صلبة الى محيطها بالحمل والاشعاع في آن معاً, واذا شملنا انتقال الحرارة بالتوصيل خلال هذه المادة, سيكون هناك ثلاثة انماط متزامنة. وعموماً تنتقل الحرارة خلال الغازات الراكدة بواسطة التوصيل والاشعاع معاً, اما اذا كان الغاز متحركاً فيصبح الحمل النمط السائد اضافة الى قدر قليل من الاشعاع. ونلاحظ مما مر ذكره امكان انتقال الحرارة بنمطين خلال وسط مادي واحد, لكن تزامن الطرائق الثلاث يتطلب وجود وسط آخر, وافضل مثال على ذلك هو تبادل الحرارة بين قطعة معدنية والهواء المحيط بها.

1.9 Applications of Heat Transfer

Domestic equipment such as electric cookers, water heaters, fridges, air conditioning systems and car radiators are some of the popular means of heating and cooling. The three modes of heat transfer may well be involved in the design of these appliances.

1.9 تطبيقات انتقال الحرارة

تعد الاجهزة المنزلية كسخانات الماء والطباخات الكهربائية ومنظومات التكييف من وسائل التبريد والتسخين الشائعة, وكذلك جهاز تبريد محرك السيارة المعروف بالراديتر. وان تصميم هذه الاجهزة قد يتطلب طرائق انتقال الحرارة الثلاث.

Thermal insulation of buildings is another field of heat transfer application. Heat transfer analysis is also applied to the design of thermal industrial equipment such as heat exchangers, steam boilers, furnaces and cooling towers. The determination of insulation thickness of pipes is another important topic that involves the application of heat transmission. These pipes are typically used to transport hot or cryogenic fluids. Also, as mentioned earlier, the design of solar heating system depends largely on thermal radiation analysis plus other modes of heat transfer.

كما يُعد العزل الحراري للبنايات مجالاً آخر في تطبيقات انتقال الحرارة. وتُطبق تحليلات انتقال الحرارة ايضاً في تصميم المعدات الحرارية في المصانع مثل المبادلات الحرارية ومراجل توليد البخار والافران وابراج التبريد. إن تحديد سمك طبقة العزل للانابيب هو موضوع مهم آخر يتضمن تطبيق تحليلات انتقال الحرارة, حيث تستخدم هذه الانابيب لنقل الموائع المسخنة او المبردة. وكما ذكرنا سابقاً, فان تصمم منظومات التسخين بالطاقة الشمسية يعتمد بشكل اساسي على تحليلات الاشعاع الحراري اضافة الى انماط انتقال الحرارة الاخرى.

We will consider heat transfer modes in more details in the next chapters.

نكتفي هنا بهذه المقدمة وسنتطرق الى تفاصيل طرائق انتقال الحرارة في الفصول القادمة.

References & Suggested Readings المراجع

1. R.T. Balmer. *"Modern Engineering Thermodynamics*" Elsevier Inc. 2011.
2. Y.Çengel and R. H. Turner. *"Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences"* 2nd ed. McGraw Hill, 2005.
3. Temperature.com, "Thermocouple Temperature Sensors"
4. R.M. Park Carroll et.al "Manual on the Use of Thermocouples in Temperature Measurement" 4th Edition, 1993.
5. L. Michalski, K. Eckersdolf, J. Kucharski and J. McGee. "*Temperature Measurement*" 2nd ed. John Wiley & Sons 2001.
6. J. E. Bentley. "*Temperature and humidity measurement*" Springer – Verlag Singapore Pte. Ltd. 1998.
7. F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T.L. Bergman, and A. S. Lavine. *Introduction to Heat Transfer*. 5th ed. John Wiley & Sons, 2007.
8. J. H. Lienhard IV and J. H. Lienhard V. *A Heat Transfer Textbook*, 4th ed. Phlogiston Press, 2017.
9. J.P Holman. *Heat Transfer*, 10th ed. McGraw Hill, 2010.
10. R. H. Perry and D. W Green. *Perry's Chemical Engineering Handbook*. 7th ed. McGraw Hill.

Chapter 2

الفصل الثاني

Steady State Conduction

التوصيل الحراري المستقر

Learning objectives of chapter 2

When you have completed this chapter you should be able to

1. Apply Fourier law to plane, cylindrical and spherical walls.
2. Calculate the rate of heat transfer using the thermal resistance concept.
3. Develop thermal resistance networks to solve conduction problems.
4. Determine the critical insulation thickness.
5. Derive temperature distribution relationships including heat generation.
6. Conduct heat transfer analysis for fins.
7. Solve steady state-one dimensional conduction problems.

اهداف دراسة الفصل الثاني

بعد الانتهاء من دراسة هذا الفصل ستتمكن من

1. تطبيق قانون فوريرعلى الجدران المستوية والجدران الاسطوانية وكذلك الكروية الشكل.
2. حساب معدل انتقال الحرارة باستخدام مفهوم المقاومات الحرارية.
3. استنباط شبكات المقاومات الحرارية لحل مسائل التوصيل الحراري.
4. تقييم سمك العزل الحراري الحرج.
5. اشتقاق علاقات توزيع درجة الحرارة بما في ذلك التوليد الحراري.
6. اجراء تحليلات انتقال الحرارة للزعانف.
7. حل مسائل تخص التوصيل الحراري المستقراحادي البعد.

What are the laws that govern steady state conduction?

ماهي القوانين التي تتحكم بالتوصيل الحراري المستقر؟

In the introduction, we mentioned that conduction occurs mainly in solids and can be steady or transient. It may also be one-dimensional, two-dimensional or three dimensional. Here, we focus on heat transfer by one-dimensional steady state conduction.

We start the chapter with conduction analyses applied to plane walls, cylindrical and spherical shapes. We then discuss the thermal resistance concept and develop relations for multilayer conduction systems. The resistance analysis is consisered as one of the effective tools in the design of industrial systems, such as the estimation of insulation thickness for industrial furnaces and buildings. In addition, we look into the effect of contact resistance on the rate of heat transfer in multilayer systems. We also cover the temperature distribution within solid objects. We then consider the effect of internal heat generation that may occur in electric wires, chemical reactors and nuclear fuel elements. Finally, we discuss the installation of fins to enhance heat transfer from the surface, and conduct heat transfer analysis to different shapes of fins. The finned-tubes of an industrial heat exchanger and the car radiator are familiar examples of extended surfaces.

كنا قد بينا في المقدمة ان التوصيل الحراري غالباً ما يحدث في المواد الصلبة, وقد يكون مستقراً او لحظياً, وقد يكون ايضاً احادي البعد او ثنائي البعد او ثلاثي البعد. وهنا نركز على موضوع انتقال الحرارة بواسطة التوصيل المستقر احادي البعد.

نبدأ الفصل باجراء تحليلات التوصيل الحراري للجدار المستوي وللاشكال الاسطوانية والاشكال الكروية حصراً. ومن ثم ندرس مفهوم المقاومات الحرارية ونطور علاقات تخص منظومات التوصيل الحراري متعددة الطبقات. تُعد تحليلات المقاومات الحرارية كاحد الوسائل الفعالة في تصميم المنظومات الصناعية مثل تقدير سُمك طبقة العزل الحراري للافران الصناعية وكذلك لجدران المباني. وسندرس تأثير مقاومة التماس بين طبقات المنظومة على معدل انتقال الحرارة. ونتطرق ايضاً الى توزيع درجة الحرارة في الاجسام الصلبة. وبعد ذلك, نتناول موضوع التوليد الحراري الذي قد يحصل في اسلاك نقل الطاقة الكهربائية, وفي بعض المفاعلات الكيميائية وقضبان الوقود النووي. وأخيراً نناقش استخدام الزعانف لغرض تعزيزانتقال الحرارة من السطح, وسنجري تحليلات انتقال الحرارة لانواع مختلفة من الزعانف. علماً ان انابيب المبادلات الحرارية الصناعية المزعنفة وراديتر السيارات هي أمثلة مألوفة لهذا النوع من الاسطح.

2.1 Fourier's Law

Fourier's law states that *the rate of conductive heat transfer through a material is propo-rtional to the negative of the temperature gradient and to the area at right angle to the direction of heat flow.* The law was developed from experimental data, by ***Joseph Fourier***, in the nineteenth century; it is expressed for one-dimensional conduction as:

1.1 قانون فورير

ينص ***قانون فورير*** *على ان معدل انتقال الحرارة بالتوصيل يتناسب طردياً مع سالب تدرج درجة الحرارة ومع المساحة المعامدة لاتجاه سريان الحرارة.* وقد اشتق العالم **جوزيف فورير** هذا القانون في القرن التاسع عشر مستنداً الى معطيات التجارب العملية. ويُكتب القانون للتوصيل احادي البعد بالصيغة:

$$q_x \propto -A\frac{dT}{dx}$$

$$q_x = -k\,A\frac{dT}{dx} \qquad (2.1)$$

q_x = Time rate of heat transfer in W
A = Area in m^2 perpendicular to the direction of heat flow
k = Thermal conductivity in W/m.K
$\frac{dT}{dx}$ = Temperature gradient in K/m

q_x = المعدل الزمني لانتقال الحرارة بوحدات (W)
A = المساحة المعامدة لاتجاه انتقال الحرارة (m^2)

k = الموصلية الحرارية (W/m.K)
$\frac{dT}{dx}$ = التدرج بدرجة الحرارة (K/m)

Fourier's law is applicable to all matter, Solids, liquids and gases, assuming that:

- One dimensional-steady conduction
- Constant thermal conductivity
- No internal heat generation
- Constant temperature gradient

ينطبق قانون فورير على جميع المواد سواء اكانت صلبة او سائلة اوغازية, على افتراض:

- توصيل حراري مستقر احادي البعد
- ثبوت مقدار الموصلية الحرارية
- عدم وجود توليد حراري في المادة
- ثبوت تدرج ادرجة الحرارة خلال المادة

Fourier's law can also be applied to conduction through solid of different shapes.

ويمكن ايضاً تطبيق قانون فورير لانتقال الحرارة بالتوصيل خلال مواد صلبة مختلفة الاشكال.

2.2 Conduction through Plane Walls

2.2 التوصيل خلال الجدران المستوية

Let us apply Fourier's law to a plane wall as shown in Fig 2.1

دعنا نطبق قانون فورير على الجدار الموضح في الشكل 2.1

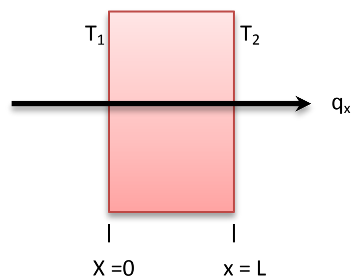


Figure 2.1 الشكل

Conduction through a plane wall التوصيل خلال الجدار المستوي

For steady one dimensional conduction and constant thermal conductivity equation (2.1) can be integrated to yield

وباعتبار التوصيل مستقراً ببعد واحد وعلى ان الموصلية الحرارية ثابتة المقدار, يمكننا مكاملة المعادلة (2.1) فنحصل على

$$q_x = -\,k\,A\,\frac{T_2 - T_1}{L} \qquad (2.2)$$

Equation (2.2) is used to evaluate the rate of heat transfer through a plane wall. Also the equation provides the ***heat flux*** defined as *the rate of heat transfer per unit area* q_x'' in W/m^2,

تستخدم المعادلة (2.2) لتحديد مقدار معدل انتقال الحرارة خلال اي جدار مستوي. وتمنح هذه المعادلة ايضاً طريقة لحساب ***الفيض الحراري***, وهو *معدل انتقال الحرارة في وحدة المساحة*, رمزه (q_x'') ووحداته (W/m^2),

$$q_x'' = \frac{q_x}{A} \qquad (2.3)$$

Example 2.1

The temperature of the inner surface of an industrial furnace wall is 1100°C and that of the outer one is 850°C. The wall is made of bricks having thermal conductivity of 0.71 W/m.K. If the wall is 18 cm x 50 cm x 1.5 m, calculate the rate of heat loss through the wall, Evaluate the heat flux and the amount of heat lost in one hour?

المثال 2.1

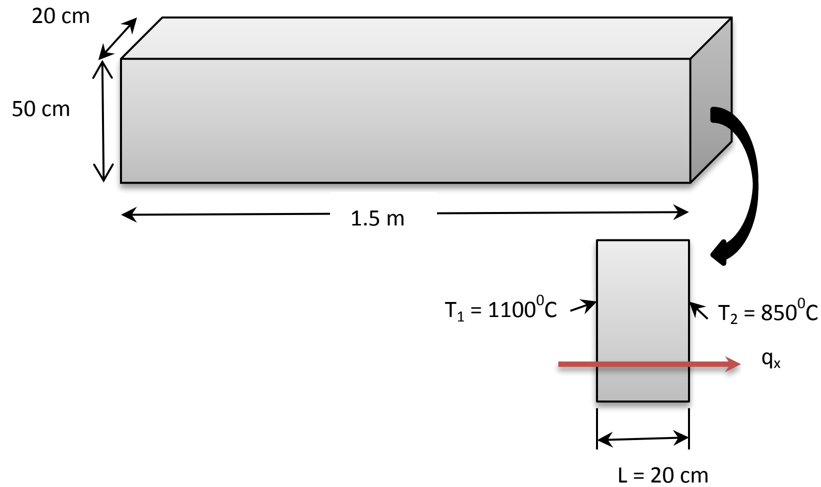
بلغت درجة حرارة سطح الجدار الداخلي لفرن صناعي (1100°C) ودرجة سطحه الخارجي (850°C), وهو مبني من طابوق موصليته الحرارية تساوي (0.71-W/m.K). فاذا كانت ابعاد الجدار (18 cm x 50 cm x 1.5 m), احسب معدل الفقدان الحراري عبر الجدار ثم اوجد مقدار الفيض الحراري ومقداركمية الحرارة المفقودة خلال ساعة واحدة؟

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



Find:

Heat loss q_x and heat flux q''

المطلوب ايجاده:

الفقدان الحراري (q_x) والفيض الحراري (q_x'')

Assumptions:

1. One dimensional-steady conduction.
2. Constant thermal conductivity.
3. No internal heat generation.
4. Constant temperature gradient.

الافتراضات:

1. التوصيل الحراري مستقر احادي البعد.
2. ثبوت مقدار الموصلية الحرارية.
3. عدم وجود توليد حراري في المادة.
4. ثبوت تدرج انتقال الحرارة خلال المادة.

Analysis: **التحليلات:**

Step 1 اولاً

Convert the units of all known quantities to the SI system. نحول وحدات المقادير المعلومة الى نظام (SI)

The height of the wall, ارتفاع الجدار,

$$\frac{50}{100} = 0.5 \text{ m}$$

The width of the wall, عرض الجدار,

$$\frac{20}{100} = 0.2 \text{ m}$$

The temperatures, درجات الحرارة,

$$T1 = 1100 + 273 = 1373 \text{ K}$$
$$T_2 = 850 + 273 = 1123 \text{ K}$$

Step 2 ثانياً

We apply Fourier's law to find the heat loss, نطبق قانون فورير لايجاد الحرارة المفقودة,

$$q_x = - k\, A \frac{T_2 - T_1}{L} \qquad \text{equation (2.2)}$$

$$q_x = - 0.71\ (1.5 \times 0.5) \frac{1123 - 1373}{0.2} \ \underline{= 665.625 \text{ W}}$$

Step 3 ثالثاً

We calculate the flux using equation (2.3): نحسب الفيض الحراري باستخدام المعادلة (2.3):

$$q_x'' = \frac{q_x}{A}$$

$$q_x'' = \frac{665.625}{1.5 \times 0.5} = \underline{887.5 \text{ W/m}^2}$$

Step 4

We determine the amount of heat lost in one hour which is 3600 s:

رابعاً

نُقدر كميـة الحـرارة المفقـودة فـي سـاعة واحـدة اي 3600 ثانية:

Heat lost = 665.625 W (J/s)

Heat lost in 1 hour= 665.625 x 3600 = 2.396 x 10^6 J

= 2369 kJ

Comments:

1. Note of heat quantity is expressed in units of J or kJ, and the heat transfer rate in W or kW which is J/s or kJ/s. The units of the heat flux are W/m^2 or kW/m^2.
2. The temperature difference in Kelvin has the same value in Celsius.

الملاحظات:

1. لاحظ ان كميـة الحـرارة تتخذ وحـدات الجـول (J) او الكيلوجول (kJ), ووحدات معدل انتقال الحرارة هي الـواط (W) او الكيلـوواط (kW), حيـث انهـا تسـاوي جول/ ثانيـة (J/s) او كيلوجول/ ثانيـة (kJ/s). كمـا ان وحـــدات الفـــيض الحـــراري هـــي (W/m^2) او (kW/m^2).
2. ان قيمة الفرق بدرجة الحرارة بوحدات الكيلفن يساوي الفرق بوحدات السيليسيوس.

Exercise:

If the thickness of the wall in example 2.1 is increased to 23 cm, what will be the percen - tage saving in energy?

تمرين:

ما هو مقدار النسبة المؤية من الطاقة التي يمكن توفيرها عندما يكون سمك الجدار في المثال 2.1 يساوي (23 cm)؟

2.3 Conduction in Cylindrical Shapes

A typical example of conduction in the ***radial direction*** is heat transfer through a pipe wall. In practice, tubes may be exposed to a certain surrounding temperature, while their inner wall is subject to the temperature of

2.3 التوصيل الحراري في الاجسام اسطوانية الشكل

يُعـد انتقـال الحـرارة عبرجـدران الانبـوب مثـالاً نموذجيـاً للتوصيل الحراري ***باتجاه نصف القطر***. وغالباً ما تتعرض الانابيـب فـي المجـال العملـي الـى درجـة حـرارة المحـيط الخارجي بينما تتأثر جدرانها الداخلية بدرجة حرارة

the moving fluid. Consequently, the temperature of the outer surface will be different from that or the inner surface. To estimate the heat transmission through the wall in the radial direction q_r, we apply Fourier's law, which is expressed as

المائع الجاري. ولهذا السبب تصبح درجة حرارة سطح الانبوب الخارجي مختلفة عن درجة سطحه الداخلي. نطبق قانون فورير لتقيم كمية الحرارة التي تمر خلال جدران الانبوب باتجاه نصف القطر(q_r) بالصيغة الاتية

$$q_r = -k\,A\,\frac{dT}{dr} \qquad (2.4)$$

r is the radius of the pipe and A is the surface area. Integration for a pipe length L,

يمثل (r) نصف قطر الانبوب و (A) مساحته السطحية, ويمكن مكاملة المعادلة لانبوب طوله (L) على النحو التالي,

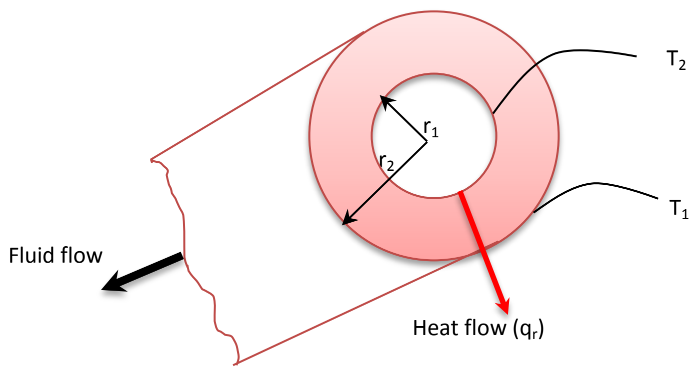


Figure 2.2 الشكل

Conduction through a pipe wall التوصيل خلال جدار الانبوب

$$\int_{r_1}^{r_2} \frac{q_r}{A}\,dr = -\int_{T_1}^{T_2} k\,dT$$

$$A = 2\pi r L$$

$$\therefore q_r = 2\pi k L\,\frac{T_1 - T_2}{\ln\frac{r_2}{r_1}} \qquad (2.5)$$

Example 2.2

المثال 2.2

Water is transported by a steel pipe having thermal conductivity of 60 W/m.K. The pipe is exposed to the sun and it is not insulated.

يتم نقل الماء بواسطة انبوب مصنوع من الصلب الحديدي, موصليته الحرارية (60 W/m.K),وهو غير معزول حرارياً ومعرض لاشعة الشمس.

If the outer wall temperature is 50°C and the inner wall temperature is 30°C, what will be the rate of heat transfer through the wall per unit length? The outer pipe diameter is 25-cm and the inner is 24-cm.

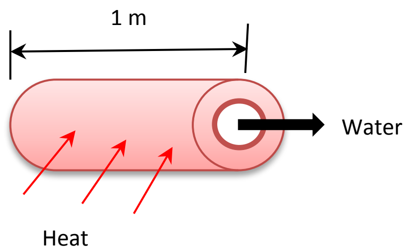
فاذا كانت درجة حرارة سطح النبوب الخارجي (50°C) ودرجة سطحه الداخلي (30°C), فما مقدار معدل انتقال الحرارة لوحدة الطول عبر جداره؟ علماً ان قطر الانبوب الخارجي (25-cm) وقطره الداخلي (24-cm).

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



k_{steel} = 0.6 W/m.K,

T_1 = 30°C, T_2 = 50°C

r_1 = 24/2 = 12 cm = 0.120 m

r_2 = 25/2 = 12.5 cm = 0.125 m

L = 1 m

Find:

المطلوب ايجاده:

The rate of heat transfer, q in W

معدل انتقال الحرارة (q) بوحدات (W)

Assumptions:

الافتراضات:

1. Steady state conduction.
2. Heat transfer is in the radial direction only, therefore no conduction in the axial direction.
3. Constant thermal conductivity.

1. التوصيل الحراري مستقر.
2. انتقال الحرارة باتجاه نصف القطر فقط, ولا يوجد انتقال باتجاه المحور الافقي.
3. ثبوت مقدار الموصلية الحرارية.

Analysis:

التحليلات:

Apply equation (2.5) نطبق المعادلة

$$q_r = 2\pi kL \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \qquad \text{(Eqn.2.5)}$$

بما ان الحرارة تنتقل من خارج الانبوب الى داخله لذا يجب ضرب المعادلة بعلامة الناقص (-)

Since heat is transferred from the inside to the outside, the equation should be multiplied by the negative sign (-)

Substituting: بالتعويض:

$$q_r = - 2 \times 3.14 \times 0.6 \times 1 \frac{30-50}{\ln \frac{0.125}{0.120}}$$

q_r = <u>1851.597 W</u>

Comments:

الملاحظات:

In practice, the intensity of the sun radiation changes throughout the day and therefore the temperature of the pipe surface changes accordingly. In other words, the system is under transient conditions during day time.

في واقع التطبيق العملي, تتغير شدة الاشعاع الشمسي خلال ساعات نهار اليوم, وعليه تتغير درجة حرارة سطح الانبوب تباعاً. وهذا يعني ان المنظومة في حالة الظروف العابرة اوعدم الاستقرار اثناء ساعات النهار.

2.4 Conduction in Spherical Shapes

2.4 التوصيل الحراري في الاجسام الكروية

Spherical vessels are commonly used in the oil industry to store liquefied petroleum gasses (LPG). If the LPG is stored at atmospheric pressure, it will obviously require cooling. Thus, to keep the content at a low temperature, thermal insulation should be installed. Accordingly, we need to estimate the thickness of the insulating layer through conduction calculations. Another example of conduction in spheres is the heat treatment or quenching of spherical metal balls. Let us first apply Fourier's law to the hollow sphere of Figure 2.3

غالباً ما تستخدم الحاويات الكروية في المصانع البترولية لتخزين الغاز المسيل (LPG). وفي حالة تخزين هذه المادة تحت تأثير الضغط الجوي, سيتطلب تبريد محتويات الوعاء, وعليه يقتضي عزل الحاويات الكروية للحفاظ على درجة حرارة محتوياتها منخفضة. ولهذا الغرض, علينا ان نحدد سمك الطبقة العازلة من خلال حسابات التوصيل الحراري. وهناك مثال اخر على التوصيل في الاجسام الكروية, هو المعالجة الحرارية للكرات المعدنية. دعنا اولاً نطبق قانون فوريرعلى الكرة المجوفة المبينة في الشكل 2.3

$$q_r = -k A \frac{dT}{dr} \qquad \text{Eqn. (2.4)}$$

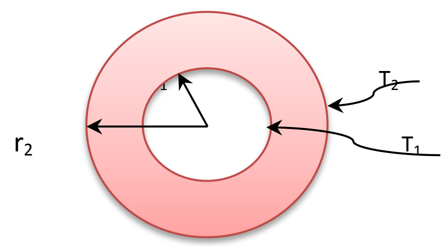


Figure 2.3 الشكل

Conduction through a spherical shell التوصيل الحراري خلال الغلاف الكروي

We integrate the equation for constant thermal conductivity,

نكامل المعادلة باعتبار الموصلية الحرارية ثابتة المقدار,

$$q_r = -k\,(4\pi r^2)\,\frac{dT}{dr}$$

$$\frac{q_r}{4\pi}\int_{r_1}^{r_2}\left(\frac{dr}{r^2}\right) = -\int_{T_1}^{T_2} k\,dT$$

$$q_r = \frac{4\pi k\,(T_1 - T_2)}{\left(\frac{1}{r_1}\right) - \left(\frac{1}{r_2}\right)} \qquad (2.6)$$

Equation (2.6) can be used to estimate the rate of conduction through a spherical wall or through a layer of insulation. In the following example, we will apply the equation to the storage of a cryogenic liquid. ***Cryogenics*** is the study of materials at temperatures below -180^0C. Typical examples are storing liquid oxygen, liquid hydrogen, liquefied air, or liquid Nitrogen which has a boiling point of -195.79^0C.

يمكن استخدام المعادلة (2.6) لحساب معدل انتقال الحرارة بالتوصيل خلال جدار كروي الشكل, او خلال الطبقة العازلة لأي جدار كروي. وفي المثال الاتي سنطبق المعادلة على تخزين سائل مبرد الى درجة حرارة متدنية, علماً ان ***عِلم التبريد الفائق*** يتخصص بتبريد المواد الى درجات حرارة متدنية تقل عن (-180^0C), وافضل مثال على ذلك هو تخزين الاوكسجين السائل, او الهيدروجين السائل, او الهواء المسيل, او النايتروجين السائل الذي يتمتع بدرجة غليان مقدارها (-195.79^0C).

Example 2.3

Liquid oxygen is stored in a thin-walled spherical container at -183°C. The vessel has a diameter of 0.45 m and is insulated by a layer of evacuated silica powder. If the insulation thickness is 20-mm, the temperature of the outer wall is 25°C and the thermal conductivity of the insulation is 0.00168 W/m.K, determine the rate of heat transfer to the inside of the container.

المثال 2.3

يُخزن الاوكسجين السائل بدرجة (‎-183°C‎) في وعاء كروي رقيق الجدران قطره (0.45 m), وقد تم عزل الوعاء حرارياً بطبقة من مسحوق السيلكا المفرغة من الهواء. فاذا كان سمك طبقة العازل (20-mm) ودرجة حرارة الجدار الخارجي (25°C) وكانت قيمة الموصلية الحرارية لمادة العزل الحراري (0.00168 W/m.K), فما مقدار معدل انتقال الحرارة الى داخل الوعاء.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

T_2 = 25℃ = 25 +273 = 298 K

T_1 = -183℃ = -183 + 273 = 90 K

$k_{insulation}$ = 0.0068 w/m.K

r_1 = 0.45/2 = 0.225 m

Insulation thickness = t_{ins} =20/1000 = 0.02 m

Find:

The rate of heat conduction q_r in W

المطلوب ايجاده:

معدل انتقال الحرارة بالتوصيل (q_r) بوحدات الواط (W)

Assumptions:

1. Steady state conduction in the radial direction.
2. The effect of the thin wall on conduction is neglected.
3. Constant thermal conductivity.

الافتراضات:

1. التوصيل الحراري مستقر باتجاه نصف القطر.
2. اهمال تاثير الجدران على التوصيل الحراري لكون سمكه ضئيل.
3. الموصلية الحرارية ثابتة المقدار.

Analysis:

التحليلات:

$r_2 = r_1 + t_{ins}$

r_2 = 0.225 + 0.02 =0.245 m

$$q_r = \frac{4\pi k\,(T_1 - T_2)}{\left(\frac{1}{r_1}\right) - \left(\frac{1}{r_2}\right)} \qquad \text{(Eqn. 2.6)}$$

Heat transfer rate from outside to inside: معدل انتقال الحرارة من الخارج الى الداخل:

$$q_r = -\frac{4\pi \times 0.0068\ (90-298)}{\left(\frac{1}{0.225}\right)-\left(\frac{1}{0.245}\right)} = \underline{48.979\ W}$$

Comments:

1. Note that we included the minus sign in equation (2.6) because the heat transfer direction is reversed.
2. The temperature of the inner wall T_1 was assumed to be equal to the oxygen temperature.
3. The detailed solution of this problem may involve multilayer conduction, convection from the inner wall to the oxygen, plus convection and radiation from the outer wall to the ambient.

الملاحظات:

1. لاحظ المعادلة (2.6) مضروبة بعلامة الناقص لان انتقال الحرارة تغير الى الاتجاه المعاكس.
2. لقد افترضنا مساواة درجة حرارة السطح الداخلي (T_1) بدرجة حرارة الاوكسيجين.
3. قد يتضمن الحل التفصيلي لهذا السؤال التوصيل الحراري خلال عدة طبقات مع الحمل الحراري من السطح الداخلي الى الاوكسيجين, اضافة الى الحمل والاشعاع من السطح الخارجي الى المحيط.

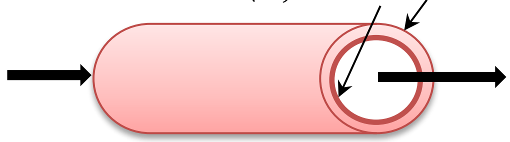
2.5 Conduction Combined with Convection and Radiation

In practice, heat transfer may include conduction plus convection, or conduc - tion combined with convection and thermal radiation. For example, a pipe carrying a hot fluid will be subjected to convection from to the fluid to the wall, conduction through the wall and convection from the pipe wall to the ambient. At steady state, the heat transfer rate is constant and can be evaluated either by Fourier's law or by Newton's law of cooling (Eqn. 1.13). Thus, we can express the heat transfer as

2.5 التوصيل المصحوب بالحمل والاشعاع

في واقع التطبيق العملي, قد يشمل انتقال الحرارة التوصيل متزامناً مع الحمل الحراري او التوصيل متزامناً مع الحمل والاشعاع الحراري. فمثلاً نجد الانبوب الذي يجري فيه مائع ساخن يتعرض الى انتقال الحرارة بواسطة الحمل من المائع الى الجدار, وبالتوصيل عبر الجدار, وبالحمل الحراري من الجدار الى المحيط. وفي حالة الاستقرار يكون معدل انتقال الحرارة عبرالجدار ثابتاً, لذا يمكن تقيمه بتطبيق اما قانون فورير او قانون نيوتن للتبريد (المعادلة 1.13). وعليه, يمكننا كتابة معادلة انتقال الحرارة كما يلي

$$q_r = h_1A\,(T_{fl} - T_1) = 2\pi kL\,\frac{T_1 - T_2}{\ln\frac{r_2}{r_1}} = h_2\,A\,(T_2 - T_\infty) \qquad (2.7)$$



وتجدر الاشارة الى ان الانبوب قد يكون معزول حرارياً, مما يؤدي الى اضافة طبقة اخرى تتعرض الى التوصيل الحراري. وعليه يستحسن اعتماد ***الفرق الكلي بدرجة الحرارة*** بين المائع والمحيط والذي يُكتب بالصيغة (T_{fl} - T_∞). وان احدى الطرائق الشائعة لدراسة التوصيل الحراري خلال عدة طبقات هي الطريقة التي تستند الى مفهوم ***تحليل الشبكات الحرارية***. وقبل ان نطبق هذه الطريقة, سنتعرف على التشابه بين انتقال الحرارة وسريان التيار الكهربائي.

However, the pipe may well be insulated and another layer of conductive transfer is added. It would therefore be convenient to work with an ***overall temperature difference*** between the ambient and the fluid; expressed as (T_{fl} - T_∞). One of the popular methods for multilayer conduction analysis is based on the concept of ***thermal network analysis***. Before applying this method, we will discuss the analogy between heat transfer and electricity flow.

2.6 معدل انتقال الكمية والمقاومة الحرارية

2.6 Rate of Quantity Transfer and Thermal Resistance

عموماً, يرتبط معدل الانتقال بالمقاومة والقوة الدافعة بموجب العلاقة الآتية

معدل انتقال الكمية = القوة الدافعة/المقاومة

ويتضح ذلك من ***قانون اوم*** لسريان الكهرباء الذي يكتب بالصيغة,

Generally, the rate of transfer is related to the resistance and the driving force as follows

Rate of quantity transfer =
Driving force/Resistance

This is evident in the transport of electricity expressed by ***Ohm's law***,

$$I = \frac{V}{R_e} \qquad (2.8)$$

حيث يمثل (I) التيار الكهربائي بوحدات الامبير, وهو معدل انتقال الطاقة الكهربائية اي (كولومب/ثانية), ويمثل (V) القوة الدافعة بوحدات الفولت, ويمثل (R_e) المقاومة لسريان الكهرباء بوحدات الاوم.

where I (amps) represent the current defined as the rate of electricity flow (coulombs/s). V (volts) is the voltage which is the driving force of electricity and R_e (ohm) is the resistance to the electricity flow.

Similarly, we can apply the principle of rate of quantity transfer to heat transfer. Thus, Fourier's equation for a plane wall can be rearranged in the form of Ohm's law as follows

وبطريقة مماثلة لسريان الطاقة الكهربائية نستطيع تطبيق مبدأ معدل انتقال الكمية على انتقال الحرارة, لذا يمكن كتابة قانون فورير للجدار المستوي بصيغة قانون اوم كالآتي

$$q_x = -\frac{T_1 - T_2}{\frac{L}{k\,A}} \qquad (2.9)$$

In equation (2.9), q_x is the rate of heat transfer and (T_1 - T_2) is the driving force for heat transfer; therefore the expression ($\frac{L}{k\,A}$) represents the resistance for heat flow. This analogy can be applied to the other heat transfer equations including radiation and convection.

يتضح في المعادلة (2.9) ان (q_x) هو معدل انتقال الحرارة وان (T_1 - T_2) هوالقوة الدافعة لانتقال الحرارة, وعليه يمثل المقدار ($\frac{L}{k\,A}$) المقاومة لسريان الحرارة. وبنفس الطريقة يمكننا استنتاج هذه الصيغة لمعادلات انتقال الحرارة الاخرى, بما في ذلك الاشعاع والحمل الحراري.

We can now define the following thermal resistances

يمكننا الآن تعريف المقاومات الحرارية الاتية

1. Conduction resistance R_{cond} .1 مقاومة التوصيل الحراري

$$R_{cond} = \frac{L}{k\,A} \qquad (2.10)$$

2. Convection resistance R_{conv} .2 مقاومة الحمل الحراري

Newton's law: قانون نيوتن:

$$q_{conv} = h\,A\,\Delta T$$

$$\therefore R_{conv} = \frac{1}{hA} \qquad (2.11)$$

3. Radiation resistance R_{rad} .3 مقاومة الاشعاع الحراري

The net radiation exchange is صافي تبادل الاشعاع هو

$$q_{rad} = \epsilon\,\sigma\,A\,(T_s^4 - T_\infty^4)$$

(see Eqn. 1.16)

Expressing the net radiation heat exchange in terms of ***radiation heat transfer coefficient*** h_r

نعيد صياغة معادلة صافي تبادل الاشعاع بدلالة ***معامل انتقال الحرارة بالاشعاع*** (h_r)

$$q_{rad} = h_r A (T_s - T_\infty) \qquad (2.12)$$

$$h_r = \epsilon \sigma A \ (T_s^4 - T_\infty^4)/ A (T_s - T_\infty) = \epsilon \sigma (T_s + T_\infty)(T_s^2 + T_\infty^2) \qquad (2.12\ A)$$

$$\therefore \ R_{rad} = \frac{1}{h_r A} \qquad (2.13)$$

2.7 Overall Heat Transfer Coefficient

2.7 معامل انتقال الحرارة الكلي

For the analysis of systems that may involve more than one mode of heat transfer, it will be convenient to express the rate of heat transfer in terms of an ***overall heat transfer coefficient*** U in W/m^2K. The overall coefficient is related to the overall temperature difference $\Delta T_{overall}$ in a similar manner to Newton's law, that is

فيما يخص تحليل المنظومات التي تشمل اكثر من طريقة لانتقال الحرارة, يستحسن استعمال ***معامل انتقال الحرارة الكلي*** (U) بالوحدات (W/m^2K). وتُكتب العلاقة بين المعامل الكلي والفرق الكلي بدرجة الحرارة ($\Delta T_{overall}$) بصيغة مماثلة لقانون نيوتن, اي

$$q_x = U\ A\ \Delta T_{overall} \qquad (2.14)$$

In terms of the sum of resistances known as ***total resistance*** R_{total}

وبدلالة مجموع المقاومات او مايسمى ***المقاومة الاجمالية*** (R_{total}),

$$q_x = \frac{\Delta T_{overall}}{R_{total}} \qquad (2.15)$$

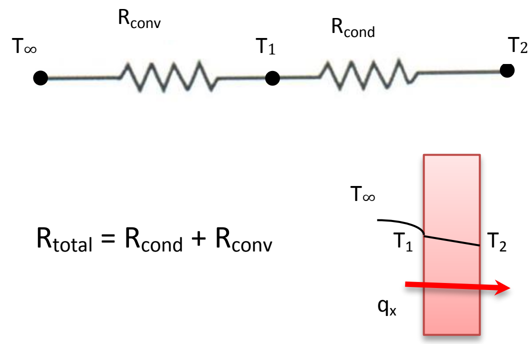
$$\therefore U = \frac{1}{A \cdot R_{total}} \qquad (2.16)$$

2.8 Thermal Resistance Networks

2.8 شبكة المقاومات الحرارية

Thermal resistances can be connected in series or in parallel, similar to the electric resistances. For example, a solid surface of a wall subjected to convection, will have a total resistance equal to the sum of conduction and convection resistances. This type of connection is shown in Figure 2.4.

يمكن ربط المقاومات الحرارية على التوالي او على التوازي بطريقة مماثلة للمقاومات الكهربائية. فعندما يتعرض سطح جدار صلب لانتقال الحرارة بالحمل مثلاً, ستنتج مقاومة اجمالية تساوي مجموع المقاومتين الناجمتين عن التوصيل والحمل. يوضح الشكل 2.4 هذا النوع من الربط.



$$R_{total} = R_{cond} + R_{conv}$$

Figure 2.4 الشكل

Series connection of thermal resistances

ربط المقاومات الحرارية على التوالي

Likewise, we can add more resistances to the wall as shown in Fig 2.5. Here, we have a plane wall with a layer of insulation subjected to convection on both sides; the total resistance R_{total} will be

وهكذا نستطيع اضافة المزيد من المقاومات للجدار, كما هو موضح في الشكل 2.5, وهنا نلاحظ وجود طبقة عازلة للجدار المستوي المعرض للحمل على كلا الجانبين, فتصبح المقاومة الاجمالية (R_{tota}) الآتي

$$R_{total} = R_{conv1} + R_{cond1} + R_{cond2} + R_{conv2}$$

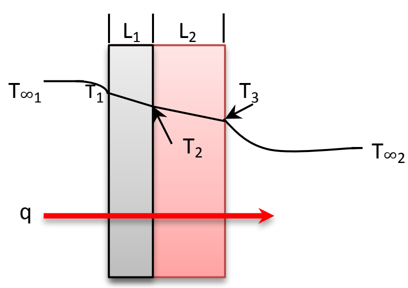


Fig 2.5 الشكل

Substituting the resistances according to the mode of heat transfer, we obtain

وبالتعويض عن المقاومات الحرارية حسب نمط انتقال الحرارة نحصل على

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L_1}{k_1\, A} + \frac{L_2}{k_2\, A} + \frac{1}{h_2 A} \qquad (2.17)$$

Networks for a multilayer wall known as ***composite wall*** can be constructed with both series and parallel resistances. This type of network is illustrated in Figure 2.6.

يمكننا بناء شبكات المقاومات الحرارية لجدار متعدد الطبقات, او ما يعرف بأسم ***الجدار المركب*** بربط المقاومات الحرارية بالطريقتين التوالي والتوازي معاً, كما هو موضح في الشكل 2.6.

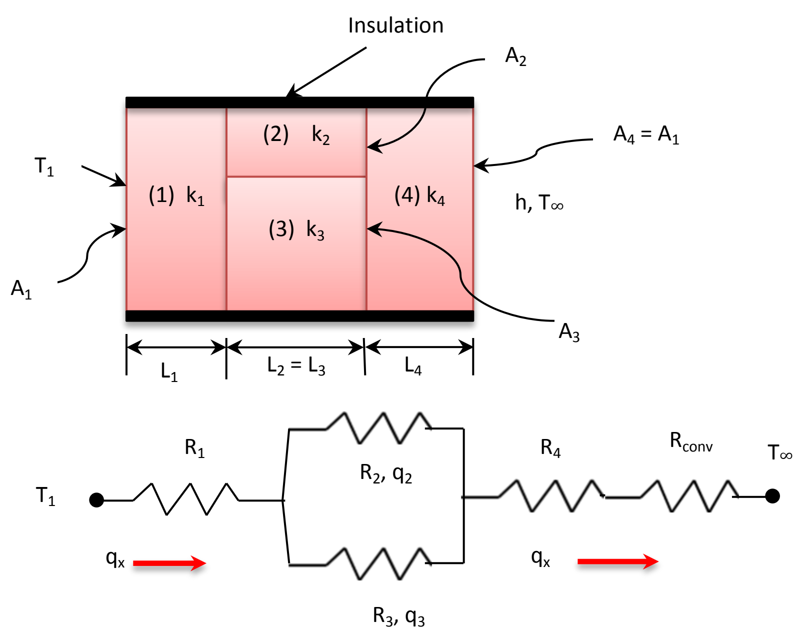


Figure 2.6 الشكل

Resistance network for Composite wall, series-parallel arrangement

شبكة مقاومات حرارية تبين الربط على التوالي وعلى التوازي لجدار مركب

In this case, the evaluation of the total resistance involves combining series and parallel arrang - ments. We have the resistances R_2 and R_3 connected in parallel and therefore we first need to find the combined resistance R_{23} for these two,

وفي هذه الحالة, ينطوي تقييم المقاومة الاجمالية على الجمع بين منظومات ربط على التوالي وأخرى على التوازي. وبما ان المقاومتين (R_2) و (R_3) مربوطتان على التوازي لذا يستوجب اولاً تقييم المقاومة الاجمالية لهما (R_{23}),

$$\frac{1}{R_{23}} = \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3}$$

$$\therefore R_{23} = \frac{R_2\, R_3}{R_2 + R_3} \qquad (2.18)$$

Now, we can proceed to find R_{total}

نستطيع الآن المضي قدماً لايجاد (R_{total})

$$R_{total} = R_1 + R_{23} + R_4 + R_{conv}$$

$$R_{total} = R_1 + \frac{R_2\, R_3}{R_2 + R_3} + R_4 + R_{conv} \qquad (2.19)$$

Expressions for the various resistances are:

اذن معادلات المقاومات الحرارية هي:

$$R_1 = \frac{L_1}{k_1\, A_1}$$

$$R_2 = \frac{L_2}{k_2\, A_2}$$

$$R_3 = \frac{L_3}{k_3\, A_3}$$

$$R_4 = \frac{L_4}{k_4\, A_4}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h\, A_4}$$

We can also make use of the rate of heat transfer

ويمكننا ايضاً استخدام معدل انتقال الحرارة

$$q_x = q_2 + q_3 \qquad (2.20)$$

To solve heat transferr problems of this nature, we use the above expressions in combination with equation (2.17). We also have some useful equations for this purpose, such as the heat transfer rate equation (2.14) which is based on the overall heat transfer coefficient. In addition, there is equation (2.20) indicating that the rate of heat transfer q_x is equal to the sum of the rates q_2 and q_3.

لحل مسائل انتقال الحرارة تخص الجدار المركب, نستخدم معادلات المقاومات الحرارية المختلفة اعلاه بالاقتران مع المعادلة (2.17). وكذلك لدينا معادلات مفيدة لهذا الغرض مثل المعادلة المرقمة (2.14) التي تُعنى بحساب معدل انتقال الحرارة اعتماداً على معامل انتقال الحرارة الكلي, هذا بالاضافة الى المعادلة (2.20) التي تبين ان معدل انتقال الحرارة (q_x) يساوي مجموع المعدلات (q_2) و (q_3) للمقاومات المربوطة على التوازي.

Now, we will solve two examples to illustrate the application of the thermal network concept.

والآن, سنحل المثالين الآتيين لتوضيح مفهوم الشبكات الحرارية وتطبيقاتها.

Example 2.4

A refrigerator wall consists of a fiberglass insulating layer sandwiched between two steel sheets. The thickness of the insulation layer is 52-mm and the thermal conductivity of the fiberglass is 0.045 W/m.K. Each steel sheet is 3.2-mm thick having thermal conductivity of 60.5 W/m.K. If the ambient temperature is 26°C and the temperature inside the refrigerator is 4.5°C, how much heat per unit area is transferred across the wall to the inside of the refrigerator? Take the convective heat transfer coefficient on the outside to be 6-W/m^2.K and on the inside 5.5 W/m^2.K.

المثال 2.4

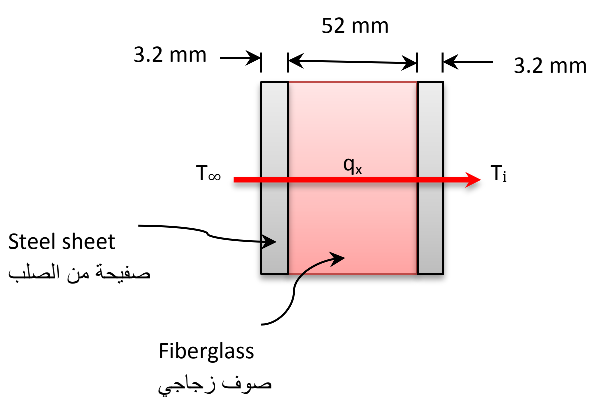
يتركب جدار ثلاجة من طبقة عازلة من الالياف الزجاجية محصورة بين صفيحتين مصنوعتين من الصلب الحديدي. حيث كان سمك الطبقة العازلة (52-mm) ومقدار موصليتها الحرارية (0.045 W/m.K), وكان سمك كل صفيحة (3.2-mm), ومقدار الموصلية الحرارية للصلب (60.5 W/m.K). فاذا كانت درجة حرارة المحيط (26°C), ودرجة الحرارة في داخل الثلاجة (4.5°C), فما مقدار الحرارة المنتقلة الى داخل الثلاجة عبر الجدار لكل وحدة مساحة ؟ علماً ان قيمة معامل انتقال الحرارة بالحمل خارج الثلاجة (6-W/m^2.K) وفي داخلها يساوي (5.5 W/m^2.K).

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



Ambient temperature, T_∞ = 24°C = 24 + 273 = 297 K
Inside temperature, Ti = 4.5°C = 4.5 + 273 = 277.5 K
Outside coefficient, h_o = 6 W/m^2.K
Inside coefficient, h_i = 5.5 W/m^2.K
Fiberglass thermal conductivity, k_F = 0.045 W/m.K Steel
thermal conductivity, k_s = 60.5 W/m.K
Thickness of insulation, L_1 = 52 mm = 0.052 m
Thickness of steel sheet, L_2 = 3.2 mm = 0.0032 m
Area, A = 1m^2

Find:

The heat transfer per unit area across the composite wall q_x' in W/m^2

المطلوب ايجاده:

مقدار الحرارة المنتقلة عبر الجدار المركب لكل وحدة مساحة (q_x') بوحدات (W/m^2)

Assumptions:

1. Steady-state conduction across the wall.
2. One dimensional heat transfer.
3. No internal heat generation.
4. Constant thermal conductivity.

الافتراضات:

1. التوصيل الحراري مستقر عبر الجدار.
2. انتقال الحرارة احادي البعد.
3. لايوجد توليد حراري في الجدار.
4. الموصلية الحرارية ثابتة المقدار.

Analysis:

We first find the total resistance for the composite wall arrangement using equation (2.17),

التحليلات:

نحسب اولاً المقاومة الاجمالية باستخدام المعادلة (2.17),

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L_1}{k_1\ A} + \frac{L_2}{k_2\ A} + \frac{1}{h_2 A} \qquad \text{(Eqn. 2.17)}$$

Applying the equation to the fridge wall

وبتطبيق المعادلة على جدار الثلاجة

$$R_{total} = \frac{1}{h_o A} + \frac{L_2}{k_S\ A} + \frac{L_1}{k_F\ A} + \frac{L_2}{k_S\ A} + \frac{1}{h_i A}$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_o A} + \frac{L_1}{k_F\ A} + 2\,\frac{L_2}{k_S\ A} + \frac{1}{h_i A}$$

$$\therefore R_{total} = \frac{1}{6 \text{ x } 1} + \frac{0.052}{0.045 \text{ x } 1} + 2\,\frac{0.0032}{60.5 \text{ x } 1} + \frac{1}{5.5 \text{ x } 1}$$

$$R_{total} = 0.166 + 1.155 + 0.0001 + 0.181 = 1.502$$

To evaluate the heat transfer rate, we use equation (2.15)

والآن نستخدم المعادلة (2.15) لايجاد قيمة معدل انتقال الحرارة

$$q_x = \frac{\Delta T_{overall}}{R_{total}} \qquad \text{(Eqn. 2.15)}$$

$$q_x = \frac{T_\infty - T_i}{R_{total}} = \frac{297-277.5}{1.502} = 12.982 \text{ W}$$

q_x' in W/m^2 = q_x/A = 12.982/1 = <u>12.982 W/m²</u>

Comments:

Note that the resistance of the fiberglass layer is 0.0001 which is very low compared to other resistances. Ignoring such a low value will have no significant impact on the answer.

الملاحظات:

لاحظ مقدار مقاومة طبقة الالياف الزجاجية البالغ (0.0001) هو ضئيل جداً مقارنة بالمقاومات الاخرى, لذا يمكن اهماله دون تأثير ملحوظ في الجواب.

Exercise:

If the refrigerator of example 2.4 is placed in a room at 12^{0}C, what will be the percentage of heat kept out of the refrigerator?

تمرين:

اذا وضعت ثلاجة المثال 2.4 في غرفة درجة حرارتها (12^{0}C) فما مقدار النسبة المؤية للحرارة التي لم تدخل الى الثلاجة؟

Example 2.5

A wall, 3-m high and 4-m wide, is made up of bricks having thermal conductivity of 1.3 W/m.K. Each brick is 230-mm long and 110-mm wide, laid longitudinally across the width of the wall. The bricks are fixed by 20-mm thick layer of cement in between. The wall is covered with a 15-mm layer of cement on each side. The indoor temperature is 17^{o}C and the outdoor is 35^{o}C. The convection heat transfer coefficient on the inside of the wall is 11 W/m^{2}K and on the outside 30 W/m^{2}K. If the thermal conductivity of the cement is 0.72 W/m.K, calculate the rate of heat transfer across the wall.

المثال 2.5

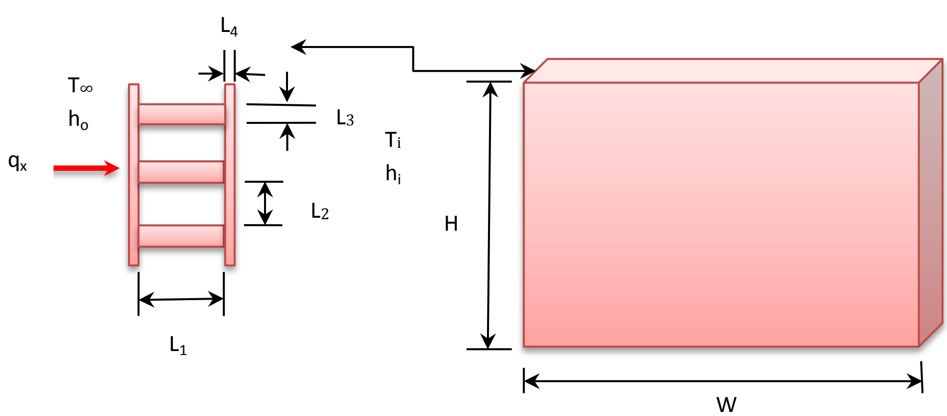
حائط مبني من طابوق موصليته الحرارية (1.3 W/m.K), ارتفاعه (3-m) وعرضه (4-m). وكان طول طابوقة البناء (230-mm) وعرضها (110-mm), وان كل طابوقة مثبتة طولياً عبرعرض الجدار بطبقة بينية من الاسمنت سمكها (20-mm). كما ويغطي سطحي الجدار من الداخل ومن الخارج طبقتان من الاسمنت, سمك كل طبقة (15-mm). فاذا كانت درجة الحرارة في الداخل (17^{o}C), وفي الخارج (35^{o}C), وكان معامل انتقال الحرارة بالحمل داخل الجدار (11 W/m^{2}K) وخارجه (30 W/m^{2}K), فما مقدار معدل انتقال الحرارة عبر الجدار؟ علماً ان قيمة الموصلية الحرارية للاسمنت (0.72 W/m.K).

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



Data from the schematic

المعمومات من الشكل التخطيطي

$H = 3$ m , $W = 4$ m

$L_1 = 230$ mm $= 0.23$ m $L_2 = 110$ mm $= 0.11$ m

$L_3 = 20$ mm $= 0.02$ m $L_4 = 15$ mm $= 0.015$ m

$T_\infty = 35^oC = 308$ K $T_i = 17^oC = 290$ K

$h_o = 30$ W/m^{2}K $h_i = 11$ W/m^{2}K

$k_{brick} = 1.3$ W/m.K $k_{cement} = 0.7$ W/m.K

Find:

المطلوب ايجاده:

The rate of heat transfer across the wall q_x

معدل انتقال الحرارة عبر الجدار (q_x)

Assumptions:

الافتراضات:

1. Steady state conduction.
2. One dimensional heat transfer.
3. No heat generation inside the wall.
4. Constant thermal conductivity values.

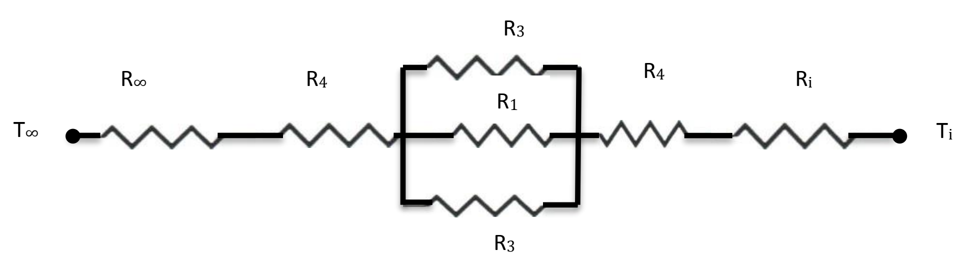
1. التوصيل الحراري مستقر عبر الجدار.
2. انتقال الحرارة احادي البعد.
3. لايوجد توليد حراري في الجدار.
4. قيم الموصلية الحرارية ثابتة.

Analysis:

التحليلات:

Let us first draw the resistance network for the composite wall,

دعنا نرسم اولاً شبكة المقاومات الحرارية للجدار المركب,



$$R_{total} = R_\infty + R_4 + R_{313} + R_4 + R_i$$

R_{313} is the equivalent resistance to R_3 , R_1 and R_3 which are connected in parallel. These are the resistances of the two cement layers holding the bricks, plus the resistance of the bricks in between.

(R_{313}) هي المقاومة المكافئة للمقاومات (R_3 و R_1 و R_3) المربوطة على التوازي, وهي مقاومات طبقتي الاسمنت المثبِتة للطابوق بالاضافة الى مقاومة الطابوق بينهما.

The value of R_{313} will be

نحسب قيمة (R_{313}) كالاتي

$$\frac{1}{R_{313}} = \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_3}$$

$$\frac{1}{R_{313}} = \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_3}$$

$$R_3 = R_{cement,\ center} = \frac{L_1}{k_{cement}\ A} = \frac{0.23}{0.7 \text{ x } (3 \text{ x } 4)} = 0.0273$$

$$R_1 = R_{brick} = \frac{L_1}{k_{brick}\ A} = \frac{0.23}{1.3 \text{ x } (3 \text{ x } 4)} = 0.0147$$

$$\therefore \frac{1}{R_{313}} = \frac{1}{0.0273} + \frac{1}{0.0147} + \frac{1}{0.0273}$$

$$\frac{1}{R_{313}} = 36.630 + 68.027 + 36.630 = 141.69$$

$$R_{313} = 7.057 \text{ x } 10^{-3}$$

$$R_{total} = R_\infty + R_4 + R_{313} + R_4 + R_i$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_o\ A} + \frac{L_4}{k_{cement}\ A} + R_{313} + \frac{L_4}{k_{cement}\ A} + \frac{1}{h_i\ A}$$

$$A = 3 \text{ x} 4 = 12 \text{ m}^2$$

$$\therefore R_{total} = \frac{1}{30 \text{ x } 12} + \frac{0.015}{0.7 \text{ x } 12} + 7.057 \text{ x } 10^{-3} + \frac{0.015}{0.7 \text{ x } 12} + \frac{1}{11 \text{ x } 12}$$

$$R_{total} = 2.777 \text{ x } 10^{-3} + 1.785 \text{ x } 10^{-3} + 7.057 \text{ x } 10^{-3} + 1.785 \text{ x } 10^{-3} + 7.575 \text{ x } 10^{-3}$$

$$R_{total} = 20.972 \text{ x } 10^{-3}$$

To find the rate of heat transfer, we use equation (2.15),

نستخدم المعادلة (2.15) لايجاد قيمة معدل انتقال الحرارة,

$$q_x = \frac{\Delta T_{overall}}{R_{total}} \quad \text{(Eqn. 2.15)}$$

$$\Delta T_{overall} = T_\infty - T_i = 308 - 290 = 18 \text{ K}$$

$$q_x = \frac{18}{20.972 \times 10^{-3}}$$

$q_x =$ <u>858.287 W</u>

Comments:

1. Heat transfer occurs in the other two dimensions as well in the x direction. But, the amount is relatively small and can be ignored.
2. It is advisable to base the solution of such problems on the unit area, thus calculate the heat flux first and then convert to rate. This is to avoid dealing with small numbers.

الملاحظات:

1. يحصل انتقال الحرارة باتجاه البعدين الاخرين اضافة الى الاتجاه (x), الا ان مقداره ضئيل نسبياً, لذا يمكن اهماله.
2. يستحسن استخدام وحدة المساحة كأساس لحل المسائل من هذا النوع, اي حساب الفيض الحراري اولاً ثم تحويله الى المعدل, وذلك لتجنب التعامل مع الارقام الصغيرة.

Exercise:

If the wall is to be built by multiples of two bricks instead of one, as shown in Figure 2.7, calculate the heat transfer rate. Use the data and dimensions given in example 2.5.

تمرين:

اذا بني الجدار على اساس طابوقتين مثبتة طولياً عبر عرض الجدار بدلا من واحدة كما هو موضح في الشكل 2.7, احسب معدل انتقال الحرارة مستخدماً معلومات المثال 2.5

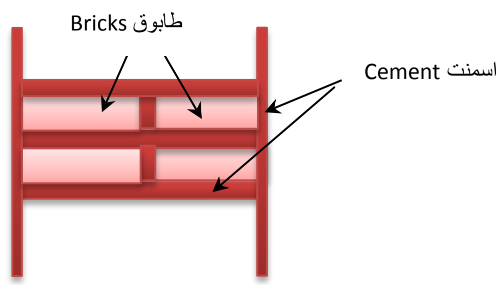


Figure 2.7 الشكل

Schematic for the exercise رسم تخطيطي للتمرين

2.9 Contact Resistance

In the previous analysis, we assumed the surfaces of the composite wall are in perfect contact. In reality, this is not the case and smooth surfaces appear irregular under the microscope. The imperfect contact results in a temperature drop ΔT_{cont} across the ***interface*** as shown in Figure 2.8. This is due to the thermal resistance is formed by the irregular interface. The resistance is actually enhanced by the low thermal conductivity of the air filing the voids between the surfaces. Accordingly, heat transfer occurs across the solid contact areas and through the voids simultaneously. The resistance per unit interface area of the interface is known as the ***thermal contact resistance***.

2.9 المقاومة الناجمة عن التماس

في التحليلات السابقة للجدار المركب, افترضنا أن اسطح الجدار كانت في تماس تام مع بعضها البعض, الا ان الواقع ليس كذلك, فالاسطح الملساء تظهر غير منتظمة تحت المجهر. وينتج عن هذا التماس غير المنتظم هبوط بدرجة الحرارة (ΔT_{cont}) عبر ***السطح البيني*** كما هو موضح في الشكل 2.8. ويعود سبب ذلك الى نشوء مقاومة اضافية معززة بالموصلية المنخفضة للهواء المتواجد في الفراغات. وبالتالي يتزامن انتقال الحرارة بين نقاط التماس ومن خلال الفراغات المملوءة بالهواء. تسمى مقاومة السطح البيني لوحدة المساحة ***مقاومة التماس الحرارية***.

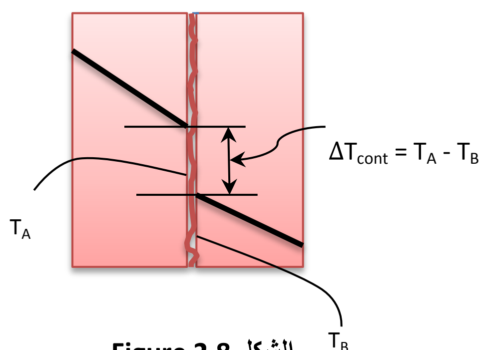


Figure 2.8 الشكل

Temperature drop across interface الهبوط في درجة الحرارة عبر السطح البيني

The rate of heat transfer, q_{cont} across the interface, can be expressed in a similar manner to Newton's law of cooing, thus

تُكتب المعادلة التي تخص معدل انتقال الحرارة (q_{cont}) عبر السطح البيني بصيغة مماثلة لقانون نيوتن للتبريد, اي

$$q_{cont} = h_{cont} A \ \Delta T_{cont} \qquad (2.21)$$

$$h_{cont} = \frac{q_{cont}/A}{\Delta T_{cont}} = \frac{q'_{cont}}{\Delta T_{cont}} \qquad (2.22)$$

$$R_{cont} = \frac{\Delta T_{cont}}{q_{cont}/A} = \frac{T_A - T_B}{q'_{cont}} = \frac{1}{h_{cont}} \qquad (2.23)$$

The units of h_{cont} in equation (2.22) are W/m2.K; it is known as the ***thermal contact conductance*** or the contact coefficient. In fact, the conductance for a unit area equals the ***inverse*** of the thermal contact resistance as shown in equation (2.23). Further, the value of the conductance depends on the properties of the material, the surface roughness, temperature, type of fluid filling the gaps and the joint pressure of the surfaces. The thermal resistance can be reduced by good contact, smoother surfaces and filling the gaps with a fluid of relatively high thermal conductivity. Some typical values of thermal conductance are given in Table 2.1.

يتخذ (h_{cont}) في المعادلة (2.22) الوحدات (W/m2.K), ويدعى ***معامل توصيل التماس الحراري***, او معامل التماس, وفي حالة تقيمه لوحدة المساحة, يصبح المعامل مساوياً ***معكوس*** مقاومة التماس الحرارية (R_{cont}) كما يتضح في المعادلة (2.23). تعتمد قيمة معامل التوصيل على كل من خواص المادة وخشونة السطح ونوع الغاز الذي يشغل الفراغات وعلى ضغط التصاق السطوح. وبطبيعة الحال, يمكن تخفيض المقاومة الحرارية بالتماس الجيد بين السطحين, وكذلك بتقليل الخشونة وملء الفراغات بمائع ذو موصلية حرارية عالية نسبياً.

يبين الجدول 2.1 بعض القيم لمعامل توصيل التماس الحراري لمواد شائعة الاستعمال.

Table 2.1 الجدول

Material المادة	**Conductance (W/m^{2}K) معامل التوصيل**
Copper/Copper	10,000 - 25,000
Aluminum/Aluminum	2,200 - 12,000
Ceramic/Ceramic	500 – 3,000
Ceramic/Metals	1,500 – 8,500
Stainless steel/Stainless steel	2,000 – 3,700

Contact conductance values of the table 2.1 are adapted from ref [3] for:

- Normal surface roughness
- Gaps filled with air
- Moderate joint pressure (1-10 atm).

اعتمدت قيم معامل توصيل التماس الحراري في الجدول 1.2 من المصدر[3] في الظروف التالية:

- سطوح اعتيادية الخشونة
- الفراغات مملوءة بالهواء
- ضغوط تماس معتدلة المقدار (1-10 atm)

The contact resistance can be minimized by applying ***thermal grease*** such as silicon oil to the surfaces before pressing. Soft metals including lead and tin are also used to fill the interface gaps. Both types of material have high thermal conductivities, thus reducing the thermal contact resistance. Thermal grease is commonly used when attaching electronic devices to ***heat sinks*** for cooling purposes.

وبالامكان تقليل مقاومة التماس الى الحد الادنى عن طريق طلاء السطحين بمادة ***الشحم الحراري*** كزيت السليكون قبل ضغطهما معاً. كما ويمكن استخدام المعادن اللينة, مثل الرصاص والقصدير, لملء الفجوات بين السطحين, حيث تنخفض مقاومة التماس الحرارية بسبب موصليتهما الجيدة. ويستخدم عادة الشحم الحراري عند توصيل او الصاق الاجهزة الالكترونية ***بخزانات امتصاص الحرارة*** لاغراض التبريد.

Example 2.6

Calculate the heat transfer across two 1.2-cm thick aluminum slabs pressed together. The thermal conductivity of the aluminum is 205 W/m.K. The surface temperature on one side is 20°C and on the other 120°C. Take the value of the contact conductance for the interface 6000 W/m²K and the area each plate 20 cm².

المثال 2.6

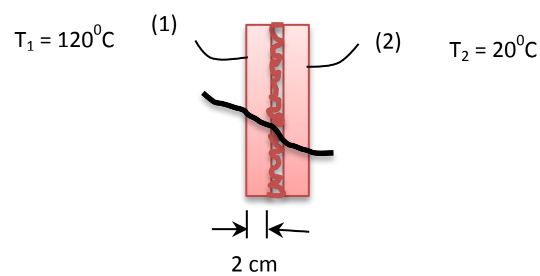
احسب كمية الحرارة العابرة لصفحتين من الالمنيوم مضغوطتين معا, علماً ان سمك كل صفيحة (1.2-cm), ومقدار الموصلية الحرارية للالمنيوم (205 W/m.K). وكانت درجة حرارة احد السطحين (20°C) ودرجة السطح على الجهة الثانية (120°C). يمكنك اتخاذ معامل الموصلية الحرارية للسطح البيني بحدود (6000 W/m²K.) ومساحة كل صفيحة (20 cm²).

Solution

الحل:

Given:

المعلوم:



$T_1 = 120 + 273 = 393$ K

$T_2 = 20 + 273 = 293$ K

$L_1 = L_2 = 1.2$ cm $= 0.012$ m

$k_1 = k_2 = 205$ W/m.K

$h_{cont} = 6000$ W/m²K

$A = 20$ cm² $= 20/10000 = 0.002$ m²

Find:

Heat transfer rate across the plates

المطلوب ايجاده:

معدل انتقال الحرارة عبر للصفيحتين

Assumptions:

1. Steady state conduction.
2. One dimensional heat transfer.
3. No heat generation inside the wall.
4. Constant thermal conductivity.

الافتراضات:

1. التوصيل الحراري مستقر عبر الجدار.
2. انتقال الحرارة احادي البعد.
3. لايوجد توليد حراري في الجدار.
4. قيمة الموصلية الحرارية ثابتة.

Analysis: **التحليلات:**

$q_x' = q_x/A$

$$q_x = \frac{\Delta T_{overall}}{R_{total}}$$

$R_{total} = R_1 + R_{cont} + R_2$

$$R_{total} = \frac{L_1}{k_1\,A} + \frac{1}{h_{cont}\,A} + \frac{L_2}{k_2\,A}$$

$$R_{total} = \frac{0.012}{205 \text{ x } 0.002} + \frac{1}{6000 \text{ x}0.002} + \frac{0.012}{205 \text{ x } 0.002}$$

$R_{total} = 2.926 \text{ x } 10^{-2} + 8.333 \text{ x } 10^{-2} + 2.926 \text{ x } 10^{-2}$

$R_{total} = 14.185 \text{ x } 10^{-2}$

$\Delta T_{overall} = T_1 - T_2 = 393 - 293 = 100 \text{ K}$

$$q_x = \frac{\Delta T_{overall}}{R_{total}} = \frac{100}{14.185 \text{ x } 10^{-2}} = \underline{704.970 \text{ W}}$$

Comments:

1. We can base the calculations on a unit area to find the flux in W/m^2, and then multiply it by the actual area to find the rate of heat transfer in W.
2. The rate of heat transfer is relatively high due to the high value of thermal conductivity of the aluminum

الملاحظات:

1. يمكننا اجراء الحسابات اعتماداً على وحدة المساحة لايجاد الفيض الحراري بوحدات (W/m^2), ثم ضربه بمقدار المساحة الحقيقية لايجاد معدل الحرارة المنتقلة بوحدات (W).
2. يعزى ارتفاع معدل انتقال الحرارة في هذه الحالة الى قيمة الموصلية الحرارية للالمنيوم المرتفعة نسبياً.

Exercise:

Determine the temperature drop across the contact interface.

تمرين:

اوجد مقدار الهبوط بدرجة الحرارة عبرسطح التماس البيني.

2.10 Multilayered Cylindrical and Spherical Walls

2.10 الجدران الاسطوانية والكروية متعددة الطبقات

The thermal resistance network concept can be applied to the cylindrical composite wall in a similar manner to the plane wall. Consider the arrangement in Figure 2.9,

يمكن تطبيق مفهوم شبكة المقاومات الحرارية على الجدار الاسطواني المركب بطريقة مماثلة للجدار المستوي. انظر المنظومة الموضحة في الشكل 2.9,

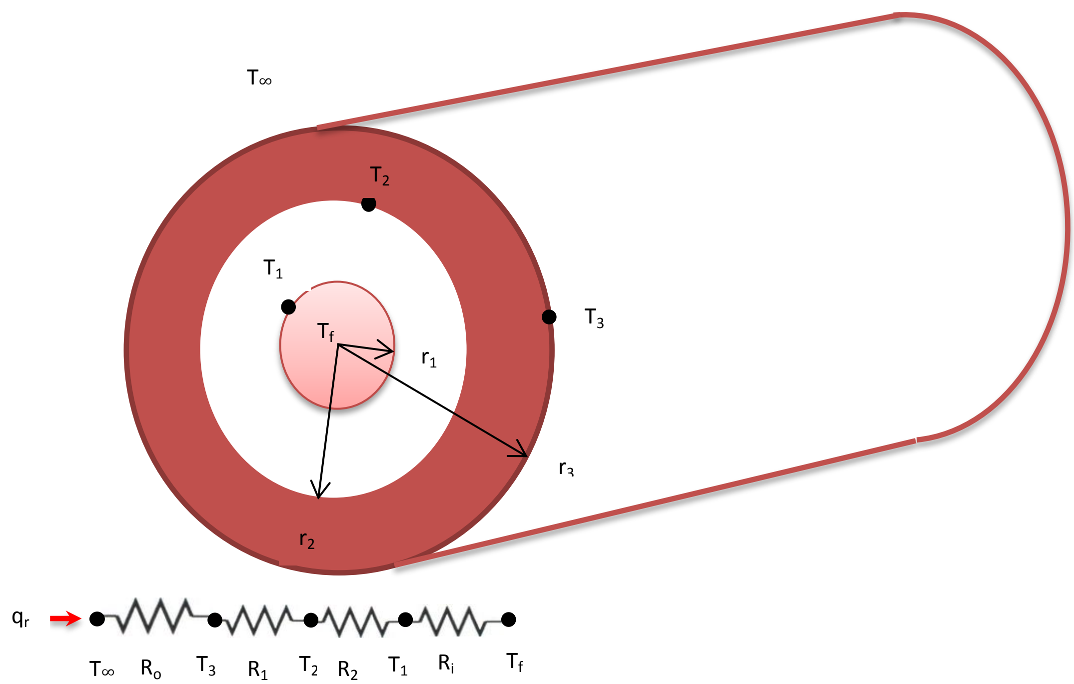


Figure 2.9 الشكل

q_r = rate of heat transfer in the radial direction.

q_r = معدل انتقال الحرارة باتجاه نصف القطر.

The resistances of Figure 2.9 are: convection on the outside, conduction for the two layers and convection on the inside; thus

يتضح في الشكل2.9 المقاومات التالية: مقاومة الحمل الحراري في الخارج, تليها مقاومة التوصيل للطبقتين ثم مقاومة الحمل في الداخل, اي

$$q_r = 2\pi kL \frac{T_1 - T_2}{\ln\frac{r_2}{r_1}} \quad \text{(Eqn. 2.5)}$$

$$q_r = \frac{T_1 - T_2}{R_1} \quad (2.24)$$

$$R_1 = \frac{\ln\frac{r_2}{r_1}}{2\pi k_1 L} \quad (2.25)$$

$$R_{Total} = \frac{1}{h_O\,A} + \frac{\ln\frac{r_2}{r_1}}{2\pi k_1 L} + \frac{\ln\frac{r_3}{r_2}}{2\pi k_2 L} + \frac{1}{h_i\,A} \qquad (2.26)$$

$$q_r = \frac{T_\infty - T_f}{R_{total}} \qquad (2.27)$$

Note that, we can evaluate the heat transfer rate in the radial direction q_r using equation (2.27). The temperature drop across each resistance and intermediate temperatures are determined using equation (2.24), modified to the relevant resistance.

لاحظ, يمكننا استخدام المعادلة (2.27) لتقييم معدل انتقال الحرارة باتجاه نصف القطر (q_r), بينما يمكن حساب الهبوط بدرجة الحرارة عبر اي من المقاومات, وكذلك ايجاد درجات الحرارة البينية, باستخدام المعادلة (2.24) بعد تحويرها لتنطبق على المقاومة المعنية.

We now develop the equations for the composite spherical wall network in a manner similar to the cylindrical wall,

والآن, نشتق المعادلات التي تخص شبكة المقاومات الحرارية للجدار الكروي المركب بطريقة مماثلة للجدار الاسطواني,

$$q_r = \frac{4\pi k\,(T_1 - T_2)}{\left(\frac{1}{r_1}\right) - \left(\frac{1}{r_2}\right)} \qquad (\text{Eqn. } 2.6)$$

$$q_r = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{sphere}} \qquad (2.28)$$

$$\therefore R_{sphere} = \frac{\left(\frac{1}{r_1}\right) - \left(\frac{1}{r_2}\right)}{4\pi k} = \frac{r_2 - r_1}{4\pi k r_1 r_2} \qquad (2.29)$$

The total resistance can be evaluated by an equation similar to (2.26).

ونستطيع تقدير قيمة المقاومة الكلية باستخدام معادلة مماثلة للمعادلة (2.26).

Example 2.7

المثال 2.7

The outside diameter of a mild steel pipe is 12-cm, and the inside diameter is 11-cm. The pipe carrying chilled water is covered with 2-cm thickness layer of glass wool and 1.5-cm layer of asbestos. The temperature on the inside pipe surface is 5°C and on the outside insulation surface is 25°C. Calculate the rate of heat flow per unit length across the pipe wall.

انبوب مصنوع من الصلب المطاوع قطره الخارجي (12-cm) وقطره الداخلي (11-cm), ينقل الماء المُبرَد. وكان الانبوب مغلفاً بطبقة من الصوف الزجاجي سمكها (2-cm) تليها طبقة من الاسبستوس سمكها (1.5-cm). فاذا كانت درجة حرارة السطح الداخلي للانبوب (5°C) ودرجة حرارة السطح الخارجي للعازل (25°C), احسب معدل انتقال الحرارة لكل وحدة طول عبر جدار الانبوب.

The thermal conductivities are

علماً ان قيم الموصلية الحرارية للمواد هي

Mild steel = 63 W/m.K
Glass wool = 0.036 W/m.K
Asbestos = 0.58 W/m.K

What will be the temperature of the outer surface of the steel pipe?

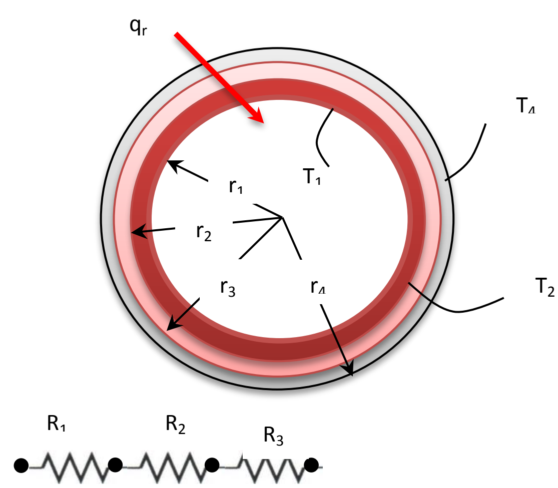
وما هي درجة حرارة السطح الخارجي للانبوب؟

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



d_1 = 11 cm = 0.1 1 m, r_1 = 0.055 m
d_2 = 12 cm = 0.12 m, r_2 = 0.06 m
d_3 = 12 + 2 = 0.14 m, r_3 = 0.07m
d_4 = 14 +1.5 = 15.5 cm = 0.155 m, r_4 = 0.0775 m
k_1 = 63 W/m.K
k_2 = 0.036 W/m.K
k_3 = 0.58 W/m.K
T_1 = 5°C = 278 K
T_4 = 25°C = 298 K

Find:

المطلوب ايجاده:

The heat transfer rate q_r and the temperature T_2

معدل انتقال الحرارة (q_r) ودرجة الحرارة (T_2)

Assumptions:

1. Steady state conduction.
2. Heat transfer in the radial direction.
3. No heat generation inside the wall.
4. Constant thermal conductivity.
5. Contact resistance is negligible.
6. For the analysis, we consider 1 m length of the pipe.

الافتراضات:

1. التوصيل الحراري مستقر عبر الجدار.
2. انتقال الحرارة باتجاه نصف القطر فقط.
3. لايوجد توليد حراري في الجدار.
4. قيمة الموصلية الحرارية ثابتة.
5. اهمال مقاومة التماس.
6. نتخذ (1 m) من طول الانبوب لأنجاز التحليلات.

Analysis:

We determine the total resistance from an equation similar to (2.26). In this case, the system consists of 3 conduction resistances, thus

التحليلات:

نستخدم معادلة مماثلة للمعادلة (2.26) لايجاد قيمة المقاومة الكلية, وفي هذه الحالة تشتمل المنظومة على ثلاثة مقاومات حرارية توصيلية, اي

$$R_{total} = \frac{\ln\frac{r_2}{r_1}}{2\pi k_1 L} + \frac{\ln\frac{r_3}{r_2}}{2\pi k_2 L} + \frac{\ln\frac{r_4}{r_3}}{2\pi k_3 L}$$

$$R_{total} = \frac{\ln\frac{0.06}{0.055}}{2\pi \text{ x } 63 \text{ x } 1} + \frac{\ln\frac{0.07}{0.06}}{2\pi \text{ x } 0.036 \text{ x} 1} + \frac{\ln\frac{0.0775}{0.07}}{2\pi \text{ x } 0.58 \text{ x} 1}$$

$$R_{total} = 0.7103$$

The heat transfer rate: معدل انتقال الحرارة:

$$q_r = \frac{T_4 - T_1}{R_{total}} \quad \text{(Eqn.2.27)}$$

$$q_r = \frac{298 - 278}{0.7103} = \underline{28.157 \text{ W}}$$

To determine the temperature at the outer wall of the pipe we apply

ولتقدير درجة الحرارة لدى سطح الانبوب الخارجي نطبق ما يلي

$$q_r = \frac{T_2 - T_1}{R_1}$$

$$28.157 = \frac{T_2 - 278}{\frac{\ln\frac{r_2}{r_1}}{2\pi kl}} = \frac{T_2 - 278}{\frac{\ln\frac{0.06}{0.055}}{2\pi \text{ x } 63 \text{x } 1}}$$

$$28.157 \text{ x } 0.0002196 = T_2 - 278$$

$$T_2 = \underline{278.006 \text{ K}}$$

Comments:

1. Note that the difference between the temperature of the outer and inner pipe surfaces is very small. This is due to the high thermal conduc- tivity of steel and therefore the relatively low thermal resistance.
2. In systems of multilayered pipe walls, the calculations are normally based on a unit length. This will have no impact on the answer because heat transfer occurs in the radial direction.

الملاحظات:

1. لاحظ ان مقدار الفرق بدرجة الحرارة بين سطحي الانبوب ضئيل جداً, ويعود السبب الى ارتفاع قيمة الموصلية الحرارية للصلب الحديدي المطاوع التي تؤدي الى نشوء مقاومة حرارية منخفضة نسبياً.
2. تستند الحسابات التي تخص منظومات الجدران المركبة للانابيب على وحدة الطول, لان انتقال الحرارة هو في اتجاه نصف القطر فلن يؤثر هذا الافتراض في النتيجة.

Exercise:

If a 1.3-cm layer of glass wool is added to the spherical vessel of example 2.3, estimate the overall heat transfer coefficient. What will be the percentage decrease in heat transfer to the oxygen?

تمرين:

اذا أُضيفت طبقة من الصوف الزجاجي سمكها (1.3-cm) الى الوعاء الكروي في المثال (2.3), جد قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي. وما هو مقدار النسبة المؤية لانخفاض كمية الحرارة المنتقلة الى الاوكسجين ؟

$$k_{glasswool} = 0.036 \text{ W/m.K}$$

2.11 Critical Radius of Insulation

Obviously, insulating pipes carrying hot fluids will save energy. However, adding extra insulation will also increase the radius of the insulated pipe. As a result, the conduction resistance increases and it seems as if less heat losses or gains will be achieved. But, increasing the radius also means increasing the outer surface area of the pipe. Consequently, heat transfer by convection increases. The loss or gain of heat is, therefore, governed by the dominant mode of heat transfer. Let us now consider an insulated pipe carrying a hot fluid. The surface is exposed to convective heat loss to the surrounding medium, as shown in Figure 2.10.

2.11 نصف القطر الحرج للعزل الحراري

من البديهي ان العزل الحراري للانابيب الناقلة للموائع الساخنة يؤدي الى توفيرفي الطاقة, الا ان زيادة سمك مادة العزل سيزيد نصف قطر الانبوب المعزول, ونتيجة لذلك تزداد المقاومة الحرارية الناجمة عن التوصيل, ويبدو وكأن كمية الحرارة المفقودة اوالمكتسبة سوف تقل. لكن زيادة نصف القطر يعني ايضاً تعرض مساحة اكبر من السطح الخارجي الى المحيط مما يجعل مقدار انتقال الحرارة بالحمل يزداد. وهكذا فان نمط انتقال الحرارة السائد هو الذي سيتحكم بفقدان او اكتساب الحرارة. دعنا الآن ندرس انبوباً معزولاً ينقل مائعاً ساخناً, حيث يتعرض سطحه لفقدان الحرارة بواسطة الحمل الحراري الى المحيط الخارجي, كما هو مبين في الشكل 2.10

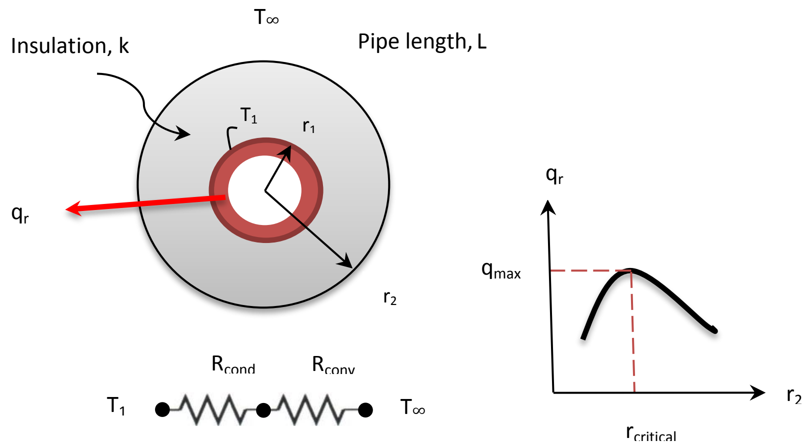


Figure 2.10 الشكل

Thermal insulation of a pipe العزل الحراري للانبوب

The total resistance of the insulated pipe is

المقاومة الاجمالية للانبوب المعزول هي

$$R_{otal} = \frac{\ln\frac{r_2}{r_1}}{2\pi kL} + \frac{1}{h\,A}$$

$$R_{otal} = \frac{\ln\frac{r_2}{r_1}}{2\pi kL} + \frac{1}{h\,(2\pi r_2 L)} \qquad (2.30)$$

The rate of heat transfer can be expressed as

ويمكن كتابة معدل انتقال الحرارة بالصيغة

$$q_r = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{total}}$$

$$q_r = \frac{T_1 - T_\infty}{\frac{\ln\frac{r_2}{r_1}}{2\pi kL} + \frac{1}{h\,(2\pi r_2 L)}} \qquad (2.31)$$

The value of r_2 at the maximum rate is achieved when ($dq_r/dr_2 = 0$). Thus, differentiating equation (2.31) and solving for the outer radius yields what is generally known as the ***critical radius*** $r_{critical}$; it is

نحصل على قيمة (r_2) للمعدل الاقصى لانتقال الحرارة عندما يكون ($dq_r/dr_2 = 0$), وهكذا فإن مفاضلة المعادلة (2.31) وحلها لنصف القطر الخارجي يعطي ما يعرف عموماً ***بنصف القطر الحرج*** ($r_{critical}$), وهو

$$r_{critical} = \frac{k}{h} \qquad (2.32)$$

Equation (2.32) shows that the critical radius of insulation depends on the thermal conductivity of the insulation k, and on the convection heat transfer coefficient h. Since the rate of heat transfer is maximum when ($r_2 = r_{critical}$), a smaller or larger radius than the critical value will cause less heat transfer, see graph on Fig 2.10. The critical insulation concept is more effective for small cylindrical diameter and does not apply to large diameter-pipes. In fact, it is applicable to diameters less than 1-cm [2]. However, economic considerations are normally required to evaluate the ***optimal thickness of insulation*** for larger diameter pipes. The optimal thickness provides good insulation at lower cost.

توضح المعادلة (2.32) بأن نصف القطر الحرج يعتمد على قيمة الموصلية الحرارية (k) وعلى قيمة معامل انتقال الحرارة بالحمل (h). وبما ان اقصى معدل لانتقال الحرارة يحصل عندما يكون ($r_2 = r_{critical}$), لذا فأن نصف القطر الخارجي الذي يزيد او يقل عن المقدار الحرج سيؤدي الى نقصان في انتقال الحرارة, انظر الرسم البياني في الشكل 2.10. وينطبق مفهوم العزل الحراري الحرج بشكل فعال على الاشكال الاسطوانية صغيرة القطر, بينما لا ينفع للانابيب التي يزيد قطرها على (1-cm) كما ورد في المصدر [2]. وتجدر الاشارة الى ان تقدير سمك طبقة العزل الحراري للانابيب تتطلب عادة مراعاة الجانب الاقصادي لتحديد ***السُمك الامثل لطبقة العازل***, وهو السمك الذي يمنح عزلاً جيداً باقل تكلفة مالية.

We know that insulation is applied to electric wires carrying high voltage current to avoid contact. However, current generates heat, and to maximize heat loss, the insulation thickness should be close to the critical value.

نحن نعلم بضرورة عزل الاسلاك الناقلة للتيار الكهربائي لتفادي لمسها اوحصول تماس فيما بينها, لكن التيار الكهربائي يولد حرارة, لذا ينبغي تقدير سمك طبقة العازل بحيث تكون اقرب الى القيمة الحرجة لتعزيز فقدان الحرارة وبالتالي تفادي ارتفاع درجة حرارة الاسلاك.

Example 2.8

المثال 2.8

A 2.8-mm diameter and 15-m long electric wire is covered with a 2.2-mm layer of insulation having thermal conductivity of 0.06 W/m.K. The electric current generates heat at the rate of 115 W. The wire is exposed to an environment at 20°C and a natural convection coefficient of 7 W/m^2K. What will be the temperature at the surface of the pipe? Determine the maximum extra insulation that can be added to enhance cooling.

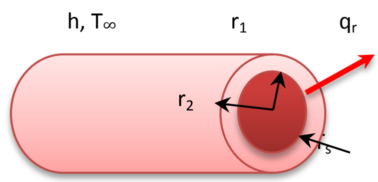
سلك كهربائي قطره (2.8-mm) مغلف بطبقة عازل سمكها (2.2-mm) وموصليتها الحرارية (0.06 W/m.K). يولد التيار الكهربائي المار في السلك حرارة بمعدل (120 W) كما يتعرض السلك المعزول لمحيط خارجي درجة حرارته (20°C) ولمعامل انتقال الحرارة بالحمل الطبيعي مقداره (7 W/m^2K). ما هي درجة حرارة سطح الانبوب المعدني؟ احسب اقصى سمك للعازل يمكن اضافته لتعزيز تبريد السلك.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



d_1= 2.80 mm = 0.0028 m $\quad$ r_1 = 0.0014 m

d_2 = 2.80 + 2.20 = 5.0 mm = 0.005 m $\quad$ r_2 = 0.0025 m

T_∞ = 20°C = 293 K

h = 7 W/m^{2}K $\quad$ $k_{insulation}$ = 0.06 W/m.K

q_r = 115 W $\quad$ L = 15 m

Assumptions:

1. Steady state conduction.
2. Heat transfer in the radial direction.
3. Constant thermal conductivity.
4. Contact resistance is negligible.

الافتراضات:

1. التوصيل الحراري مستقر عبر الجدار.
2. انتقال الحرارة باتجاه نصف القطر.
3. قيمة الموصلية الحرارية ثابتة.
4. اهمال مقاومة التماس الحرارية.

Find:

1. Wire surface temperature Ts.
2. The maximum thickness of added insulation to enhance cooling.

المطلوب ايجاده:

1. درجة حرارة سطح السلك الكهربائي.
2. اقصى سمك للعازل يمكن اضافته لتعزيز التبريد.

Analysis:

التحليلات:

$$R_{total} = R_{cond.} + R_{conv.}$$

$$R_{total} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi kL} + \frac{1}{h\,(2\pi r_2 L)} \qquad \text{(Eq. 2.30)}$$

$$R_{total} = \frac{\ln \frac{0.0025}{0.0014}}{2\pi \text{ x } 0.06 \text{ x} 15} + \frac{1}{7\,(2\pi \text{ x } 0.0025 \text{ x } 15)} = 0.708 \text{ K/W}$$

$$q_r = \frac{T_S - T_\infty}{R_{total}}$$

$$115 = \frac{T_s - 293}{0.708}$$

T_s = 374.42 K = 101.42°C

The maximum thickness of extra insulation required to enhance cooling is the value added to achieve the critical radius of insulation. Thus we first need to determine $r_{critical}$

ان اقصى مقدار لسمك العازل لتعزيز التبريد هو السمك الاضافي لتحقيق نصف القطرالحرج للعزل, لذا يجب اولاً ايجاد قيمة ($r_{critical}$)

$$r_{critical} = \frac{k}{h} \qquad \text{(Eqn. 2.32)}$$

$$r_{critical} = \frac{0.06}{7} = 0.00857 \text{ m} = 8.57 \text{ mm}$$

The extra thickness = 0.00857-0.0025

= 0.00607 m = 6.07 mm

Comments:

1. If $r_2 < 8.57$ mm, the increase of the insulation thickness would enhance heat transfer to cool the wire.
2. If $r_2 > 8.57$, any addition of insulation will decrease the cooling rate and therefore may cause overheating of the wire.
3. The determination of insulation thickness may involve other factors such as cost.

الملاحظات:

1. اذا كان ($r_2 < 8.57$ mm) فأن زيادة سمك الطبقة العازلة سيؤدي الى تعزيز سرعة تبريد السلك.
2. اذا كان ($r_2 > 8.57$) فأن زيادة سمك الطبقة العازلة سيؤدي الى انخفاض سرعة تبريد السلك مما قد يسبب ارتفاع درجة حرارته.
3. قد يعتمد تحديد سمك الطبقة العازلة على عوامل اخرى كالكلفة مثلاً.

2.12 Temperature Distribution

2.12 توزيع درجةالحرارة

In the foregoing sections, we have conside - red conduction across a plane wall and through layers of insulation. But, how does the temperature values vary within the body of the wall? For one dimensional steady state conduction, the temperature is actually a function of x across the plane wall. The graph depicting the values of temperature at different location within the wall is known as the ***temperature distribut - ion curve***.

درسنا في الفقرات السابقة التوصيل الحراري عبر الجدار المستوي اضافة الى التوصيل خلال الطبقات العازلة. لكننا نتساءل, كيف تتغيرقيم درجة الحرارة في داخل جسم الجدار؟ ففي واقع الحال عندما يكون التوصيل مستقراً في اتجاه واحد, تتغيردرجة الحرارة تباعاً لتغير البعد (x) عبر الجدار. ويسمى الرسم البياني الذي يبين قيم درجة الحرارة في مواقع مختلفة في الجدار ***منحنى توزيع درجة الحرارة***.

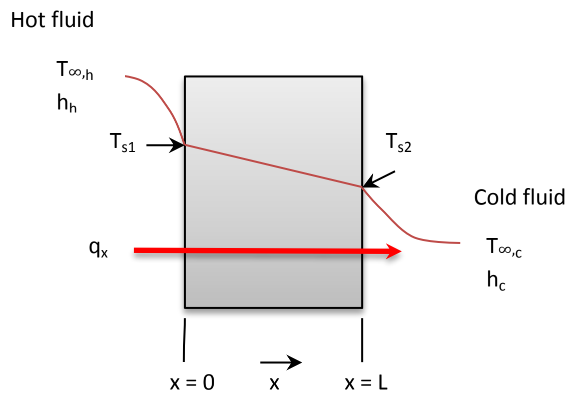


Figure 2.11 الشكل

Temperature distribution توزيع درجة الحرارة

Figure 2.11 shows a plane wall subjected to a hot fluid at $T_{\infty,h}$ on one side, and to a cold fluid at $T_{\infty,c}$. The temperature distribution can be determined by solving the steady state one dimensional conduction equation with the proper ***boundary conditions***.

Let us start with the general heat conduction equation, which is

يوضح الشكل 2.11 جداراً يتعرض للتسخين بغاز درجة حرارته ($T_{\infty,h}$) على احد جانبيه, والى التبريد بغاز بارد درجة حرارته ($T_{\infty,c}$) في الجانب الآخر. وفي هذه الحالة يمكن تحديد قيم توزيع درجة الحرارة بحل معادلة التوصيل الحراري المستقر ببعد واحد مع استخدام ***الشروط الحدودية*** الملائمة لها.

دعنا نبدأ بالمعادلة الشاملة للتوصيل الحراري, وهي

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{1}{\alpha}\frac{\partial T}{\partial t} \qquad (2.33)$$

(Equation (2.33) will be derived in chapter 3)

(سوف يتم اشتقاق المعادلة (2.23) في الفصل الثالث)

The left hand side of equation (2.33) represent the temperature distribution in three dimension (x, y, z), plus heat generation $\dot{q}$ W/m^3. The right hand side includes the temperature variation with time t, which is related to heat storage. The ***thermal diffusivity*** α is defined as

يمثـل الطـرف الايسـر للمعادلـة (2.33) توزيـع درجـة الحـرارة بالابعـاد الثلاثـة (x, y, z), اضـافة الـى التوليـد الحـراري ($\dot{q}$) بوحدات (W/m^3). بينمـا يتضـمن الطـرف الايمن تغيـر درجـة الحـرارة مـع الـزمن (t), وهـو مـرتبط بتخزين الحرارة. حيث ان (α) هـي ***الانتشـارية الحراريـة*** المعرفة وفقاً للمعادلة الاتية

$$\alpha = \frac{k}{\rho\, c_p} \qquad (2.34)$$

where, k is the thermal conductivity, ρ is the density and C_p is the heat capacity at constant pressure.

يمثل (k) الموصلية الحرارية و (ρ) الكثافة و (C_p) السعة الحرارية بثبوت الضغط.

For one dimensional steady state conduction with no heat storage, no heat generation, constant heat flux and constant thermal conductivity, the general heat equation is reduced to

وللتوصـيل المسـتقر ببعـد واحـد, واهمـال تخـزين الحـرارة, وافتـراض عـدم وجـود توليـد حـراري, واعتبـار الفـيض الحـراري ثابتـاً, وكـذلك اعتبـار الموصـلية الحراريـة ثابتـة المقدار, تختصر المعادلة الشاملة الى

$$\frac{d^2T}{dx^2} = 0 \qquad (2.35)$$

Integrating equation (2.35) twice, we obtain

وبمكاملة المعادلة (2.35) مرتين, نحصل على

$$T(x) = C_1 x + C_2 \qquad (2.36)$$

The boundary conditions are

الشروط الحدودية هي

$$T(x = 0) = T_{s1} \quad \text{and} \quad T(x = L) = T_{s2}$$

Solving equation (2.36); applying condition at (x = 0) gives

وبتطبيق الشرط (x = 0) وحل المعادلة (2.36), ينتج

$$C_2 = T_{s1}$$

Similarly, for the second condition (x = L),

وبطريقة مماثلة نطبق الشرط الثاني (x = L),

$$T_{s2} = C_1 L + C_2$$

$$T_{s2} = C_1 L + T_{s1}$$

$$\therefore C_1 = (T_{s2} - T_{s1})/L$$

Now we substitute into equation (2.36) to get the temperature distribution, which is

والآن نعوض في المعادلة (2.36) لنحصل على معادلة توزيع درجة الحرارة بالصيغة

$$T(x) = (T_{s2} - T_{s1})\frac{x}{L} + T_{s1} \qquad (2.37)$$

Example 2.9

المثال 2.9

If the temperature of the inner surface of a 10-cm thick furnace wall is 200 °C, plot the temperature distribution to maintain the outer surface at 35°C.

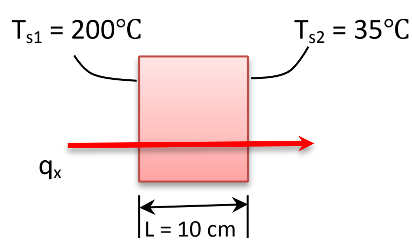
اذا كانت درجة حرارة السطح الداخلي لجدار فرن سمكه (10-cm) تساوي (200°C), ارسم توزيع درجة الحرارة بحيث تبقى درجة حرارة سطحه الخارجي عند (35°C)

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



Find:

المطلوب ايجاده:

Plot the temperature distribution

رسم منحنى توزيع درجة الحرارة

Assumptions:

1. One dimensional steady state conduction.
2. No heat generation.
3. Constant thermal conductivity.
4. Constant heat flux across the wall.

الافتراضات:

1. التوصيل الحراري مستقراحادي البعد
2. لا يوجد توليد حراري
3. الموصلية الحرارية ثابتة المقدار
4. الفيض الحراري عبر الجدار ثابت المقدار

Analysis:

Let us consider different values for x between 0 and 10-cm and then calculate the corresponding values of temperature using equation (2.37).
We will perform one sample calculation for x = 1, then complete the table below.

التحليلات:

نتخذ قيم مختلفة للبعد (x) بين (0) و (10-cm) ثم نحسب قيم درجة الحرارة المناظرة لها باستخدام المعادلة (2.37).

سنعرض نموذج للحسابات لقيمة واحدة للبعد (x) فقط, وهي (x = 1) ثم نكمل الجدول في ادناه.

$$T(x) = (T_{s2} - T_{s1}) \frac{x}{L} + T_{s1} \qquad \text{(Eqn. 2.37)}$$

For x = 1 cm

$$T(x) = (35-200)\,\frac{1}{10} + 200$$

$$T(x = 1) = 200 - 16.5 = 183.5°C$$

Table 2.2 الجدول

X cm	T(x) °C
0.0	200
1.0	183.5
2.0	167.0
3.0	150.5
4.0	134.0
5.0	117.5
6.0	101.0
7.0	84.5
8.0	68.0
9.0	51.5
10.0	35.0

Now, we can plot the data of table 2.2 to obtain the temperature distribution.

نستطيع الان استخدام برنامج الاكسيل لرسم توزيع درجة الحرارة من معلومات الجدول 2.2.

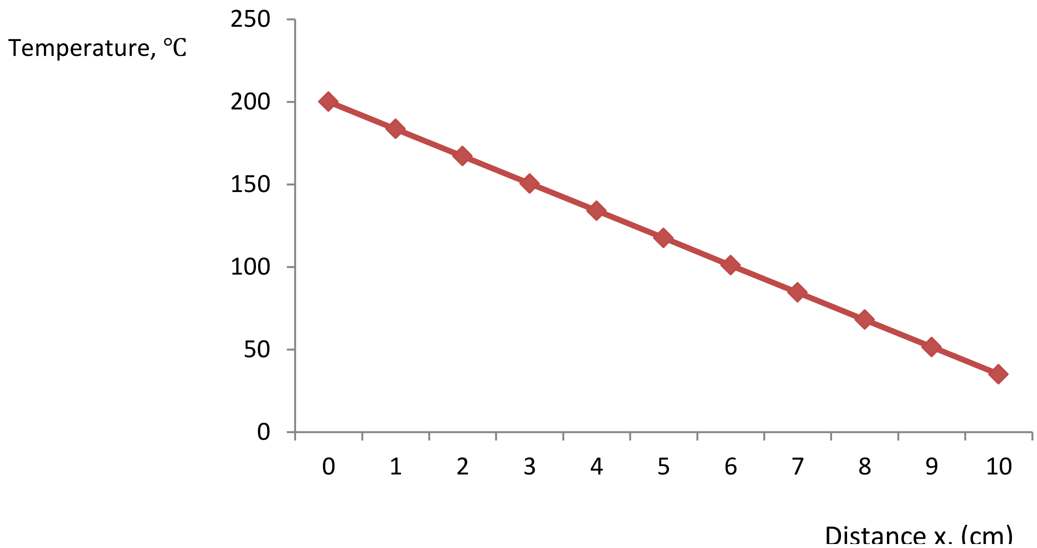


Figure 2.12 الشكل

Temperature distribution curve منحني توزيع درجة الحرارة

Comments:

1. The purpose of example 2.9 is to recognize the convenience of using Excel to plot the temp- rature distribution.
2. The distribution, in this case, is linear and not a curve. This is expected, because equation (2.37) is just an expression of a linear relationship.
3. The Temperature distribution in cylindrical shapes is logarithmic and therefore will not be linear.
4. The temperature distribution provides data to compute the heat flux at any point within the thickness of the wall; Fourier law is used for this purpose.

الملاحظات:

1. الهدف الاساس من المثال 2.9 هو ادراك سهولة استخدام برنامج الاكسل لرسم توزيع درجة الحرارة.
2. يتخذ توزيع درجة الحرارة في هذه الحالة شكل الخط المستقيم لان المعادلة (2.37) تمثل علاقة خطية.
3. يكـون توزيـع درجـة الحـرارة للاشـكال الاسـطوانية لوغارثمياً وعليه لن يكون خطاً مستقيماً.
4. يمنح توزيع درجة الحرارة معومات لتخمين الفيض الحراري فـي اي نقطـة عبـر سمك الجدار باستخدام قانون فورير لهذا الغرض.

5. The temperature distribution of a solid object may help to estimate ***thermal stresses*** within the object.

5. تساعد معرفة توزيع درجة الحرارة للاجسام الصلبة على تقدير ***الاجهادات الحرارية*** فيها.

Exercise:

تمرين:

The reduced general heat conduction equation in ***cylindrical coordinates*** is

تتخذ المعادلة العامة للتوصيل ***بالاحداثيات الاسطوانية*** الصيغة المختصرة الاتية

$$\frac{d^2T}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{dT}{dr} = 0 \qquad (2.\ 38)$$

1. Show that he temperature distribution for a hollow cylinder is given by

1. اثبت ان معادلة توزيع درجة الحرارة لشكل اسطواني مجوف هي

$$T(r) = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln(\frac{r_1}{r_2})}\ln(\frac{r}{r_2}) + T_{s,2}$$

Boundary conditions: الشروط الحدودية :

$$T(r_1) = T_{s1}$$

$$T(r_2) = T_{s2}$$

2. The temperature of an insulated pipe wall is maintained by steam at 110°C. The outer insulation surface temperature is kept at 27°C. If the pipe diameter is 13-cm and the insulation thickness is 5-cm, plot the temperature distribution across the insulation layer.

2. يتم الحفاظ على درجة حرارة جدار انبوب معزول حرارياً بحدود (110°C) بواسطة بخار الماء, كما تبقى درجة حرارة السطح الخارجي لطبقة العازل ثابتة عند (27°C). فاذا كان قطر الانبوب يساوي (13-cm), وسمك طبقة العازل (5-cm), ارسم منحني توزيع درجة الحرارة لطبقة العزل الحراري.

2.13 Conduction with Heat Generation

2.13 التوصيل بصحبة التوليد الحراري

In the last section, the simplified form of the heat conduction equation was solved to provide the temperature distribution. However, in some situations, thermal energy is generated within the medium. Therefore, the reduced conduction equation should include the heat generation term.

كنا قد بينا في الفقرة السابقة طريقة لحل معادلة التوصيل المختصرة والحصول على توزيع درجة الحرارة. لكن في بعض الحالات يحصل توليد طاقة حرارية داخل الجسم, لذا ينبغي شمول حد التوليد الحراري في معادلة التوصيل المختصرة.

A familiar example is the heat generation in electric wires due to resistance heating by the current. The ***rate of heat generation*** $\dot{q}$ W/m^3 caused by I A (Ampere) passing through an electric resistance R_e Ω (ohm), is expressed as

فمثلا, يحدث التوليد الحراري في اسلاك الكهرباء بسبب تسخين المقاومة الكهربائية نتيجة مرور التيار فيها. وتعطي المعادلة الاتية ***معدل التوليد الحراري*** ($\dot{q}$) بوحدات (W/m^3) الناتج عن مرور تيار قدره (I) بوحدات الامبير (A) في مقاومة (R_e) بوحدات الاوم (Ω):

$$\dot{q} = \frac{I^2 R_e}{volume} \qquad (2.39)$$

Another process of heat generation is the one due to ***exothermic reactions***; a typical example is the setting of concrete mix. The heat released within concrete installations such as dams, may cause thermal stresses leading to cracks. Thus, heat transfer analysis is required to determine the temperature distribution. This will help to employ appropriate cooling to concrete.

وهنالك ايضاً ظاهرة التوليد الحراري بسبب ***التفاعلات الباعثة للحرارة***, وافضل مثال على ذلك هو تصلب خليط الخرسانة الكونكريتية. علماً ان توليد الحرارة اثناء صب كميات كبيرة من الخرسانة, كما يحصل في عملية صب السدود المائية, قد يسبب اجهادات حرارية تؤدي الى تشقق الخرسانة. وعليه يتحتم اجراء تحليلات انتقال الحرارة لمعرفة توزيع درجة الحرارة الذي سيساعد على استخدام الطريقة الملائمة لتبريد الخرسانة.

Large amount of is heat generated in nuclear reactors. As a result, the design of nuclear power systems may involve extensive heat transfer calculations.

تتولد كميات كبيرة من الحرارة في المفاعلات النووية, لذا فأن تصميم منظومات الطاقة النووية قد يتطلب اجراء حسابات موسعة لانتقال حرارة في المفاعل.

2.13.1 Heat Generation in a Plane Wall

2.13.1 التوليد الحراري في الجدار المستوي

Consider a plane wall with a uniformly distributed heat source, as shown in Figure 2.13.

لنتخذ جداراً مستوياً فيه مصدرحراري يولد الحرارة بانتظام في جميع الاتجاهات, كما هو مبين في الشكل 2.13

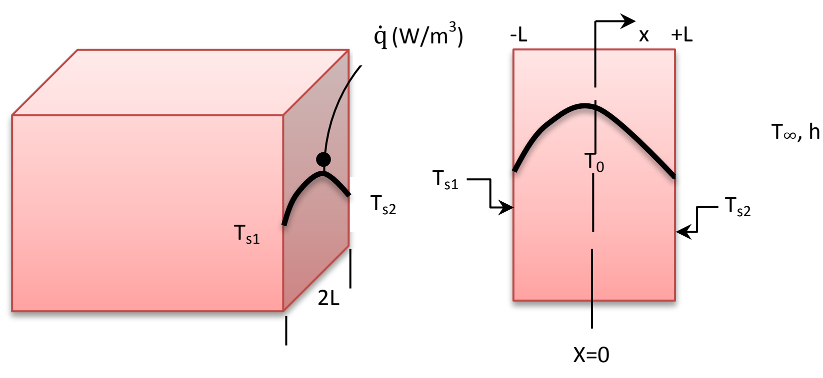


Figure 2.13 الشكل

Plane wall with heat generation جدار مستوي يتضمن توليد حراري

The reduced conduction equation for this wall is

معادلة التوصيل الحراري المختصرة لهذا الجدار هي

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{\dot{q}}{k} = 0 \qquad (2.40)$$

The general solution for equation (2.40):

الحل العام للمعادلة (2.40) :

$$T(x) = -\frac{\dot{q}}{2k} x^2 + C_1 .\, x + C_2 \qquad (2.41)$$

The boundary conditions,

والشروط الحدودية لهذه الحالة,

$$T = T_{s1} \quad at \quad x = -L \quad , \quad T = T_{s2} \quad at \quad x = L$$

We now evaluate the constants by applying the boundary conditions to equation (2.41), thus

الآن, نقيم المقادير الثابتة في المعادلة (2.41) بتطبيق الشروط الحدودية, اي ان

$$C_1 = \frac{T_{s2} - T_{s1}}{2L} \quad \text{and} \quad C_2 = \frac{\dot{q}}{2k} L^2 + \frac{T_{s1} + T_{s2}}{2}$$

If both surfaces of the wall are at the same temperature T_s, the distribution will be ***symmetrical*** about the mid-plane. In this case, the distribution is obtained by first substituting the constants in equation (2.41),

اذا كانت درجتا حرارة سطحي الجدار متساويتين, اي (T_s), يصبح توزيع درجة الحرارة على جانبي مستوي المنتصف ***متناظراً*** , ففي هذ الحالة نعوض اولاً الثوابت في المعادلة (2.41) لنحصل على معادلة التوزيع الحراري,

$$T(x) = \frac{\dot{q}}{2k} L^2 \left(1 - \frac{x^2}{L^2}\right) + \frac{T_{s2} - T_{s1}}{2} \frac{x}{L} + \frac{T_{s1} + T_{s2}}{2}$$

Then we write ($T_{s1} = T_{s2} = T_s$) ثم نضع

$$T(x) = \frac{\dot{q}}{2k} L^2 \left(1 - \frac{x^2}{L^2}\right) + T_s \qquad (2.42)$$

The maximum temperature T_0 exists in the middle at x = 0. Thus, substituting T(x) in equation (2.42) by T_0 gives

تقع اقصى قيمة لدرجة الحرارة (T_0) في الوسط, اي عندما يكون (x = 0), لذا فإن استبدال (T(x)) بالمقدار (T_0) في المعادلة (2.42) يعطي

$$T_0 = \frac{\dot{q}}{2k} L^2 + T_s \qquad (2.43)$$

Combining equations (2.42) and (2.43), the temperature distribution is,

وبدمج المعادلتين (2.42) و (2.43) ينتج توزيع درجة الحرارة بالصيغة

$$\frac{T(x) - T_0}{T_s - T_0} = \left(\frac{x}{L}\right)^2 \qquad (2.44)$$

If the surface temperature is unknown, we can conduct an energy balance so that:

اما اذا كانت درجة حرارة السطح مجهولة فيمكننا اجراء موازنة الطاقة للتوصل الى:

$$\dot{q}\ (A.L) = h\,A\,(T_s - T_\infty) \quad \therefore \quad T_s = T_\infty + \frac{L\,\dot{q}}{h} \qquad (2.44\ A)$$

Example 2.10

المثال 2.10

A plate with uniform heat source generates heat at the rate of 3 x 10^6 W/m^3. The surface temperature on both sides is 150°C and the thermal conductivity of the plate is 80 W/m.K. If the plate thickness is 44-mm, determine the temperature at the mid-plane.

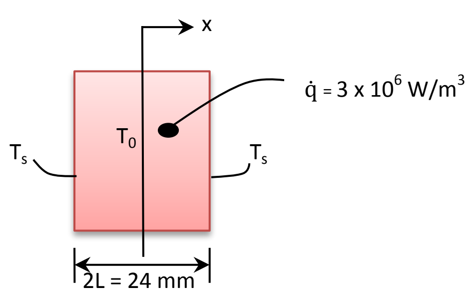
تتضمن صفيحة مصدراً حرارياً يولد الحرارة بمعدل (3 x 10^6 W/m^3). فاذا كانت درجة حرارة سطحي الصفيحة (150°C), والموصلية الحرارية للصفيحة (80-W/m.K), وسمكها (44-mm), اوجد قيمة درجة الحرارة عند المستوي الوسطي في منتصف الصفيحة.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



k = 80 W/m.K
L = 0.022 m
Ts = (150 + 273) K

Find:

المطلوب ايجاده:

The ***mid-plane*** temperature T_0

درجة الحرارة في ***مستوي المنتصف*** (T_0)

Assumptions:

1. One dimensional steady state conduction.
2. Constant thermal conductivity.

الافتراضات:

1. التوصيل الحراري مستقر احادي البعد.
2. الموصلية الحرارية ثابتة المقدار.

Analysis:

The temperature at the mid-plane T_0 is determined by equation (2.43)

التحليلات:

نحسب درجة الحرارة في مستوي المنتصف باستخدام المعادلة (2.43)

$$T_0 = \frac{\dot{q}}{2k} L^2 + T_s \qquad \text{(Eq. 2.43)}$$

$$T_0 = \frac{3 \text{ x } 10^6}{2 \text{ x } 80} 0.022^2 + (150 + 273)$$

$$T_0 = 432.075 \text{ K} = \underline{159.075°C}$$

Comments:

1. Fourier law with equation (2.42) can be used to estimate the heat flux at any point in the plate.
2. For a wall which is insulated on one side, equation (2.43) may be used determine the maximum temperature T_0 which is at the insulated surface where x = 0.
3. We can plot the temperature distribution using equation (2.44).

الملاحظات:

1. يمكن استخدام قانون فورير والمعادلة (2.42) معاً لتقدير الفيض الحراري في اي نقطة في الصفيحة.
2. اذا كان احد سطحي الجدار معزولا فيمكننا استخدام المعادلة (2.43) لتخمين درجة الحرارة القصوى (T_0) التي تقع عند السطح المعزول حيث ان (x = 0).
3. يمكننا استخدام المعادلة (2.44) لرسم منحنى توزيع درجة الحرارة.

2.13.2 Heat Generation in a Cylindrical Body

Consider Figure 2.10 to determine the temperature distribution in a heat generting long cylinder, such as electric wires and fuel elements of a nuclear reactor. The solid cylinder of radius R has constant thermal conductivity; its surface is maintained at constant temperature T_s. Since, conduction is in the radial direction, we can add the heat generation term to equation (2.38), thus

2.13.2 التوليد الحراري في الجسم الاسطواني

دعنا نعتمد الشكل 2.10 لتحديد توزيع درجة الحرارة في الاجسام الاسطوانية الطويلة كالاسلاك الكهربائية وعناصر الوقود في المفاعلات النووية. وهنا لدينا جسم اسطواني صلد نصف قطره (R) ومصوليته الحرارية ثابتة المقدار, كما ان درجة حرارة سطحه ثابتة عند (T_s). وبما ان التوصيل الحراري باتجاه نصف القطر, لذا يمكن اضافة حد التوليد الحراري الى المعادلة (2.38), اذن

$$\frac{d^2T}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{dT}{dr} + \frac{\dot{q}}{k} = 0 \qquad (2.45)$$

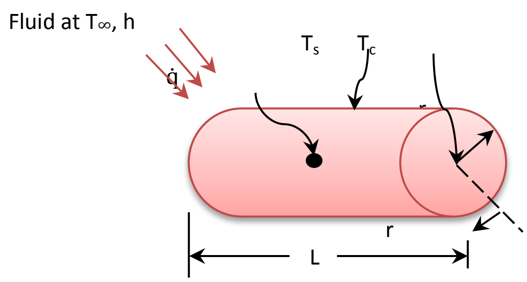


Figure 2.14 الشكل
Cylinder with heat source
جسم اسطواني يتضمن مصدرتوليد للحرارة

Integrating equation (2.45) twice, we obtain

وبمكاملة المعادلة (2.45) مرتين نحصل على

$$r\,\frac{dT}{dr} = -\,\frac{\dot{q}}{2\,k}\,r^2 + C_1 \qquad (2.46)$$

$$T(r) = \frac{\dot{q}}{4\,k}\,r^2 + C_1\,r + C_2 \qquad (2.47)$$

The boundary conditions are

الشروط الحدودية هي

$$\frac{dT}{dr} = 0 \quad \text{at } r = 0 \quad , \quad T = T_s \quad \text{at } r = r_s$$

The first boundary condition is due to symmetry of heat flow at the central line, thus the ***temperature gradient*** $\frac{dT}{dr}$ is zero. Applying this condition to equation (2.46), we obtain $C_1 = 0$. Using the second boundary condition with equation (2.47), we get

ان الشرط الحدودي الأول هو بسبب تناظر انتقال الحرارة على امتداد خط المركز, اي ان الحرارة تنتقل من خط المنتصف الى المحيط الخارجي بالتساوي, لذا يصبح ***التدرج بدرجة الحرارة*** $(\frac{dT}{dr})$ يساوي الصفر. وبتطبيق الشرط الاول على المعادلة (2.46) نحصل على $(C_1 = 0)$, وباستخدام الشرط الثاني مع المعادلة (2.47) ينتج

$$C_2 = T_s + \frac{\dot{q}}{4\,k}\,r_s^{\,2} \qquad (2.48)$$

Substituting the constants in equation (2.47),

نعوض الآن عن الثوابت في المعادلة (2.47),

$$T(r) = \frac{\dot{q}}{4\,k}\, r_s^{\,2} \left(1- \frac{r^2}{r_s^2}\right) + T_s$$

$$T(r) - T_s = \frac{\dot{q}}{4\,k}\, r_s^{\,2} \left(1- \frac{r^2}{r_s^2}\right) \qquad (2.49)$$

Applying equation (2.49) to the central line, we arrive at

وبتطبيق المعادلة (2.49) في خط المنصف, نتوصل الى

$$T_c = \frac{\dot{q}}{4\,k}\, r_s^{\,2} + T_s$$

$$T_c - T_s = \frac{\dot{q}}{4\,k}\, r_s^{\,2} \qquad (2.50)$$

Division of equation (2.49) by equation (2.50) yields the temperature distribution as

ينتج عن تقسيم المعادلة (2.49) على المعادلة (2.50) توزيع درجة الحرارة بالصيغة الاتية

$$\frac{T_{(r)} - T_s}{T_c - T_s} = 1- \left(\frac{r}{r_s}\right)^2 \qquad (2.51)$$

Energy balance provide an expression to estimate the surface temperature,

كما يمنح اجراء الموازنة الحرارية معادلة لحساب درجة حرارة السطح,

$$\dot{q}\,(\pi\, r_s^{\,2}\, L) = h\,(2\,\pi\, r_s\, L)\,(T_s - T_\infty)$$

$$T_s = T_\infty + \frac{\dot{q}}{2\,h}\, r_s \qquad (2.51\ A)$$

Example 2.11

المثال 2.11

Consider an electric wire 4-mm in diameter and 2-m long that has a resistance of 0.5 Ω. The current flowing in the wire is 120 A. A temperature of 250°C is indicated by the thermocouple attached to the surface of the wire. If the thermal conductivity of the wire is 20 W/m.K, find the maximum temperature in the wire. .

سلك كهربائي قطره (4-mm) وطوله (2-m) ومقاومته الكهربائية (0.5 Ω), يسري فيه تيار قدره (120 A). فاذا كان مقدار موصلية السلك الحرارية (20 W/m.K), اوجد اقصى قيمة لدرجة الحرارة في السلك, علماً ان المزدوج الحراري المثبت على سطحه يسجل درجة حرارة مقدارها (250°C).

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$d = 4\ mm = 4 \times 10^{-3}\ m$, $r_s = 2 \times 10^{-3}\ m$

$L = 2m$, $R_e = 0.5\ \Omega$, $I = 120\ A$

$T_s = 250°C = 250 + 273 = 523\ K$

$k = 20\ W/m.K$

Find:

المطلوب ايجاده:

The maximum temperature in the wire

درجة الحرارة القصوى في السلك

Assumptions:

الافتراضات:

1. Steady state conduction.
2. Heat transfer is in the radial direction.
3. Constant thermal conductivity.

1. التوصيل الحراري مستقر.
2. انتقال الحرارة باتجاه تصف القطر.
3. الموصلية الحرارية ثابتة المقدار.

Analysis:

التحليلات:

The amount of heat generated in the wire is determined by equation (2.39)

نحسب كمية الحرارة التي يولدها السلك باستخدام المعادلة (2.39)

$$\dot{q} = \frac{I^2 R_e}{volume} \quad \text{(Eqn. 2.39)}$$

$$\dot{q} = \frac{120^2 \text{ x } 0.5}{\pi r_s^2\ L} = \frac{120^2 \text{ x } 0.5}{\pi \text{ x } 0.002^2 \text{x } 2}$$

$$\dot{q} = 286.478 \times 10^6\ W/m^3$$

The maximum temperature occurs at the central line of the wire, T_c can be determined from

تبلغ اقصى قيمة لدرجة الحرارة عند الخط المركزي للسلك, ويمكن ايجاد قيمة (T_c) من

$$T_c = \frac{\dot{q}}{4\,k} r_s^2 + T_s \qquad \text{(Eqn. 2.50)}$$

$$T_c = \frac{286.478 \times 10^6}{4 \times 20} \times (2 \times 10^{-3})^2 + 523$$

$$T_c = 537.323 \quad = \underline{264.323°C}$$

Comments:

1. Using the Celsius °C or Kelvin K units will provide the same answer.
2. We can plot the temperature distribution using equation (2.51).
3. For an insulated wire, the value of T_c would be higher than 264.323°C.

الملاحظات:

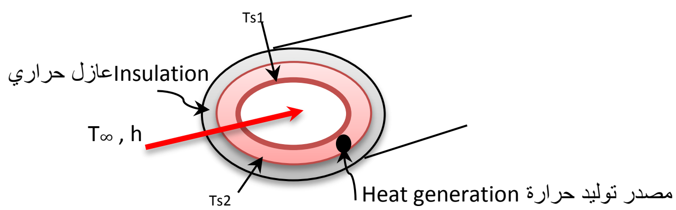
1. ان استخدام وحدات السيلسيوس (°C) او الكلفن (K) يعطي نفس الجواب.
2. نستطيع رسم توزيع درجة الحرارة بتطبيق المعادلة (2.51).
3. لو كان السلك معزولاً لحصلنا على قيمة لدرجة الحرارة (T_c) اعلى من (264.323°C).

Exercise:

An insulated pipe of outer radius r_s has a uniform heat generation within its wall and cooled at the inner surface by a fluid. The surfaces are maintained at temperatures T_{s1} and T_{s2}. Starting with equation (2.45), show that the temperature at any point is given by

تمرين:

انبوب نصف قطره الخارجي (r_s) يتضمن جداره مصدراً لتوليد الحرارة. وقد ثُبتت درجة حرارة سطحيه عند (T_{s1}) و (T_{s2}) نتيجة تبريده بمائع يجري في داخله. بدءاً بالمعادلة (2.45), اثبت بأن درجة الحرارة عند اي نقطة في الجدار تُحسب من المعادلة التالية



$$T(r) = T_{s2} + \frac{\dot{q}}{4\,k}(r_s^2 - r^2) - \frac{\dot{q}}{2\,k} r_s^2 \ln \frac{r_s}{r} \qquad (2.52)$$

Take the boundary conditions as

اعتمد الشروط الحدودية الاتية

$$T = T_s \quad \text{at } r = r_s$$

$$\frac{dT}{dr} = 0 \quad \text{at } r = r_s$$

where r_s is the outer radius of the pipe.

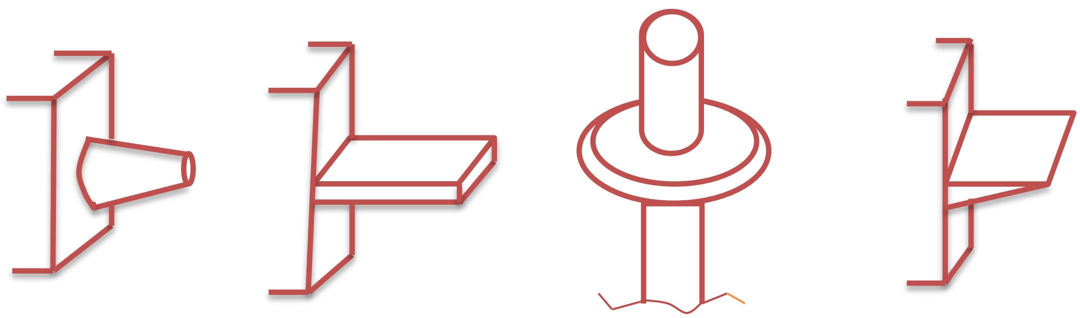
حيث يمثل الرمز (r_s) نصف قطر الانبوب الخارجي.

2.14 Heat Transfer from Fins

Fins or extended surfaces are used in heat transfer systems to increase the heat transfer area. Consequently, the rate of heat transfer is increased. There are different geometries of fins; the straight fin extended from a plane wall, the triangular fin, the pin fin and the annular fin are the common arrangements. The four types are illustrated in Figure 15.

2.14 انتقال الحرارة من الزعانف

تستخدم ***الزعانف*** , او الاسطح الممتدة من الاجسام, لزيادة المساحة السطحية في منظومات انتقال الحرارة وبالتالي زيادة معدل انتقال الحرارة. وهناك اشكال مختلفة من الزعانف شائعة الاستخدام, مثل الزعنفة المستقيمة الممتدة من جدار مستوي والزعنفة المثلثة والزعنفة المدببة والزعنفة الحلقية. يوضح الشكل 2.15 الانواع الاربعة من الزعانف.



(a) (b) (c) (d)

Figure 2.15 الشكل

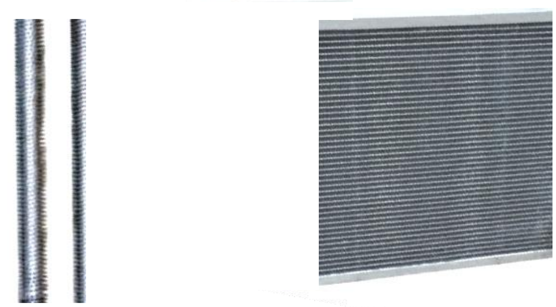
(a) Pin fin (b) Straight fin (c) Annular fin (d)Triangular fin
(a) الزعنفة المدببة (b) الزعنفة المستقيمة (c) الزعنفة الحلقية (d) الزعنفة المثلثة

The straight fin arrangement is often used to enhance the cooling of car engines, and electric transformers. The annular fins are employed in the construction of air cooled-heat exchangers (Figure 2.16). These heat exchangers are widely used to cool petroleum fluids. The unit consists of several finned-tubes, and a fan delivering large quantities of air across the fins to cool the tubes carrying the hot fluid.

وغالباً ما تستخدم الزعانف المستقيمة لتعزيز التبريد في محركات السيارات والمحولات الكهربائية. اما الزعانف الحلقية فهي تضاف الى انابيب المبادلات الحرارية المبردة بالهواء (الشكل 2.16). وتستخدم هذه المبادلات الحرارية على نطاق واسع لتبريد الموائع البترولية, حيث يتألف المبادل الحراري من عدة انابيب مزعنفة مع مروحة تدفع كميات كبيرة من الهواء عبر الزعانف لتبريد الانابيب التي تنقل المائع الساخن.

In general, the efficiency of the cooling process depends on the heat transfer area, which is greatly increased by introducing fins. Other parameters, such as the flow rate of air, temperature, properties of the fluid and cost, are also considered to achieve the optimum design of a particular finned-tube exchanger.

تعتمد كفاءة عملية التبريد بوجه عام على المساحة المتاحة لانتقال الحرارة التي تزداد كثيراً بوجود الزعانف. كما ويعتمد التصميم الامثل للمبادل الحراري الذي يتألف من انابيب مزعنفة على عوامل اخرى مثل معدل جريان الهواء وخواص المائع وكلفة تصنيعه.



(a) (b)

Figure 2.16 الشكل

(a)Typical finned tubes (b) Fins of a car radiator

(a) انابيب تشتمل على زعانف (b) الزعانف في راديتور السيارات

Conduction is the dominant heat transfer mode in the solid body and through the fins. However, the transfer of heat from the hot fluid to the inner tube surface is achieved by convection. Also, the dissipation of heat by fins to the surrounding is according to Newton's law of cooling,

يُعد التوصيل الحراري الطور السائد لانتقال الحرارة في الجسم الصلب وكذلك خلال الزعانف المثبتة على سطحه. اما انتقال الحرارة من المائع الساخن الى سطح الانبوب الداخلي فيحصل بواسطة الحمل , وكذلك فقدان الحرارة من الزعانف الى المحيط الذي يحدث بموجب قانون نيونن للتبريد,

$$q_{conv.} = h\,A\,(T_s - T_\infty)$$

Where A is the total surface area, T_s is the surface temperature, T_∞ is the ambient temperature and h is the convection heat transfer coefficient.

حيث تمثل الرموز (A) المساحة السطحية الكلية و (T_s) درجة حرارة السطح و (T_∞) درجة حرارة المحيط و (h) معامل انتقال الحرارة بالحمل.

To conduct heat transfer analysis of a fin, we consider steady state one dimensional heat flow with no heat generation. We also assume constant thermal conductivity k, and constant heat transfer coefficient h.

ولاجراء التحليلات, نعتبر انتقال الحرارة خلال الزعنفة انتقالاً مستقراً ببعد واحد وبدون توليد حراري, ونفترض ايضاً ان الموصلية الحرارية (k) ومعامل انتقال الحرارة (h) ثابتا المقدار.

2.14.1 General Fin Equation

2.14.1 المعادلة العامة للزعانف

Consider an element of a fin having a length of dx, cross sectional area of A_c and a perimeter of p, as shown in Fig 2.17

لنتخذ جسيماً طوله (dx) يخص زعنفة مساحة مقطعها (A_c) ومحيطها (p), كما هو موضح في الشكل 2.17

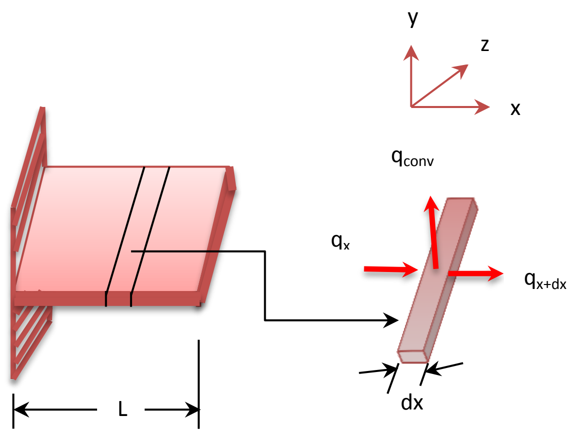


Figure 2.17 الشكل

Heat balance for a fin الموازنة الحرارية للزعنفة

The heat balance can be expressed as

نكتب الموازنة الحرارية بالصيغة

Heat conduction in = Heat conduction out + Heat convection

الحرارة الداخلة بالتوصيل = الحرارة الخارجة بالتوصيل + الحمل الحراري

$$q_x = q_{x+dx} + q_{conv}$$

Applying Fourier's law وبتطبيق قانون فورير

$$q_x = -k A_c \frac{dT}{dx}$$

$$q_{x+dx} = -(k A_c \frac{dT}{dx} + k A_c \frac{d^2T}{dx^2} dx)$$

$$q_{conv} = h (p\, dx) (T - T_\infty)$$

Substituting, we obtain

وبالتعويض نحصل على

$$- k A_c \frac{dT}{dx} = - (k A_c \frac{dT}{dx} + k A_c \frac{d^2T}{dx^2} dx) + h (p\, dx) (T - T_\infty)$$

$$- k A_c \frac{d^2T}{dx^2} dx + h (p\, dx) (T - T_\infty) = 0$$

Divide by dx and rearrange:

نقسم المعادلة على (dx) ونعيد ترتيبها فنحصل على:

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{h\,p}{k\,A_c} (T - T_\infty) = 0 \qquad (2.53)$$

For a constant cross section area, equation (2.53) can be written as

وباعتبار مساحة المقطع ثابتة يمكن كتابة المعادلة (2.53) كالاتي

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - a^2\,\theta = 0 \qquad (2.54)$$

Where

حيث ان

$$\theta = T - T_\infty \qquad , \qquad a^2 = \frac{h\,p}{k\,A_c}$$

Equation (2.54) is a linear, homogeneous second order differential equation with constant coefficients. The general solution for this equation is

ان المعادلة (2.54) هي معادلة تفاضلية خطية متجانسة من الدرجة الثانية ذات معاملات ثابتة, ولها الحل العام الآتي في الرياضيات

$$\theta(x) = C_1\, e^{ax} + C_2\, e^{-ax} \qquad (2.55)$$

Where C_1 and C_2 are arbitrary constants determined by the boundary conditions.

We will now solve the general equation for three cases; very long fin, finite length fin and insulated fin tip.

حيث يمثل (C_1) و (C_2) ثوابت مفترضة يتم تحديد قيمها بتطبيق الشروط الحدودية.

والآن سوف نحل المعادلة العامة لثلاث حالات هي, زعنفة طويلة جداً, زعنفة محددة الطول وزعنفة ذات نهاية معزولة.

2.14.2 Very Long Fin

2.14.2 الزعنفة الطويلة جداً

The tip temperature is considered equal to T_∞, because for an infinitely long fin of uniform cross section A_c, the temperature at the tip will approach the ambient temperature.

تُعد درجة حرارة نهاية هذه الزعنفة مساوية الى(T_∞), وسبب ذلك هو ان درجة حرارة نهاية الزعنفة الطويلة ذات المقطع المنتظم (A_c) والطول اللانهائي تقترب من درجة حرارة المحيط.

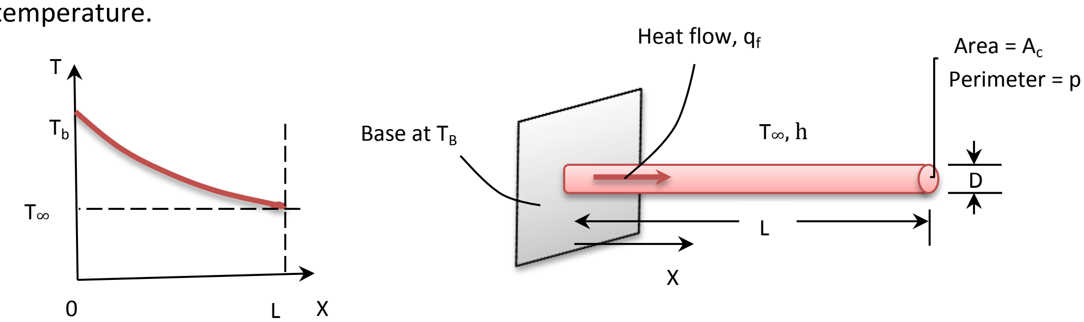


Figure 2.18 الشكل

Long circular fin زعنفة طويلة دائرية المقطع

In Figure 2.18, we have a circular section long fin of diameter D; the cross section area is $A_c = \pi D^2/4$ and the perimeter is $p = \pi D$. The boundary conditions for this fin will be

يظهرفي الشكل 2.18 زعنفة طويلة لها مساحة مقطع دائري, قطرها (D) ومساحة مقطعها ($A_c = \pi D^2/4$) ومحيطها ($p = \pi D$), ولها الشروط الحدودية

1. At the base: $x = 0$ عند القاعدة,

   $\theta(0) = T_b - T_\infty = \theta_b$

1. At the tip: $x = L = \infty$ عند النهاية,

Applying the boundary conditions to equation 2.55, we obtain

وبتطبيق الشروط الحدودية على المعادلة (2.55) نحصل على

Condition 1 الشرط

$\theta_b = C_1 + C_2$

Condition 2 الشرط

As $L \rightarrow \infty$,

$\theta(x) = C_1 e^{a \cdot L} + C_2 e^{-a \cdot L} = 0$

and $C_1 e^{a \cdot L} \rightarrow \infty$, $C_2 = 0$

$\therefore\ C_1 = \theta_b$

Substitute the constants in equation (2.55)

نعوض عن الثوابت في المعادلة (2.55)

$$\theta(x) = \theta_b e^{-ax} \qquad (2.56)$$

Thus, the temperature distribution is

اذن معادلة توزيع درجة الحرارة هي

$$\frac{T(x) - T_\infty}{T_b - T_\infty} = e^{-ax} \qquad (2.57)$$

$$a = \sqrt{\frac{h\,p}{k\,A_c}} \qquad (2.58)$$

Note that equations (2.57) and (2.58) can be applied to the other types of straight fins with uniform cross section. The area and perimeter values in equation (2.58) will change according to the fin shape. The temperature along the length of the fin decreases ***exponentially*** from T_b at the base to T_θ at the tip, as shown in Fig 2.18.

وهنا تجدر ملاحظة امكان تطبيق المعادلتين (2.57) و (2.58) على انواع اخرى من الزعانف المستقيمة ذات المقطع المنتظم, وستتغير قيمة كل من المساحة والمحيط وفقاً لشكل الزعنفة. وتتناقص درجة الحرارة من (T_b) في القاعدة الى (T_θ) في النهاية على امتداد طول الزعنفة بموجب المنحنى ***الاسي*** الظاهر في الشكل 2.18.

The rate of heat transfer q_f can be determined from Fourier's law,

ويمكن تخمين معدل انتقال الحرارة (q_f) من قانون فورير,

$$q_f = -k A_C \frac{dT}{dx}\Big|_{x=0} = -k A_C \frac{d\theta}{dx}\Big|_{x=0}$$

Combining with equation (2.56) yields

يمنح الجمع مع المعادلة (2.56) الآتي

$$q_f = \sqrt{hpkA_c}\,\theta_b = \sqrt{hpkA_c}\,(T_b - T_\theta) \qquad (2.59)$$

2.14.3 Finite Length Fin

2.14.3 الزعنفة محددة الطول

Let us consider a finite length L of a straight fin with a uniform cross section A_c. In this case, the tip and the surface will lose heat to the surroundings by convection.
The boundary conditions for this fin are

دعنا ننظر في زعنفة مستقيمة محددة بالطول (L) مساحة مقطعها (A_c). في هذه الحالة, تفقد الزعنفة الحرارة من نهايتها ومن سطحها الى المحيط باواسطة الحمل الحراري.
الشروط الحدودية لهذه الزعنفة هي

1. At the base: $x = 0$ عند القاعدة:

$$\theta(0) = T_b - T_\infty = \theta_b \qquad (2.60)$$

2. At the tip: $x = L$ عند النهاية:

$$h A_c [T(L) - T_\infty] = -k A_c \frac{dT}{dx}\Big|_{x=L}$$

$$h\,\theta(L) = -\ -k \frac{d\theta}{dx}\Big|_{x=L} \qquad (2.61)$$

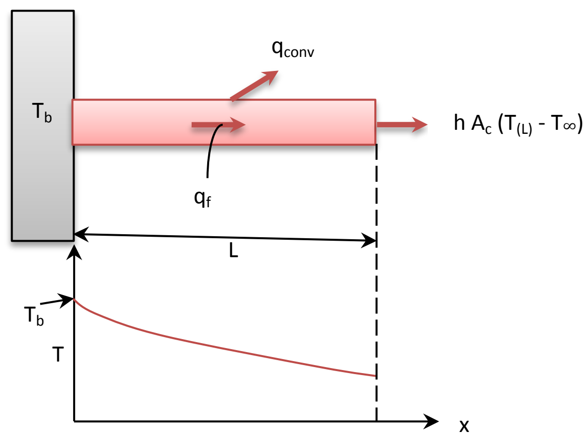


Figure 2.19 الشكل

Convection from a fin الحمل الحراري من الزعنفة

Heat is transferred by conduction along the fin and by convection from the surface and the tip, sees Figure 2.19.

تنتقل الحرارة على امتداد طول الزعنفة بالتوصيل وتنتقل من سطحها ونهايتها بواسط الحمل, انظر الشكل 2.19.

Combining equations (2.60) and (2.61) with equation (2.55), we obtain

وبدمج المعادلتين (2.60) و (2.61) مع المعادلة (2.55) نحصل على

$$\theta_b = C_1 + C_2$$

$$h\,(C_1 e^{aL} + C_2 e^{-aL}) = k\,a\,(C_2 e^{-aL} - C_1 e^{aL})$$

Evaluating C_1 and C_2, substituting in equation (2.55) and rearranging yields the temperature distribution

نقيم الثوابت ثم نعوض في المعادلة (2.55), وبعداعادة ترتيبها ينتج توزيع درجة الحرارة الآتي

$$\frac{\theta(x)}{\theta_b} = \frac{\cosh a(L-x) + \left(\frac{h}{ak}\right)\sinh a(L-x)}{\cosh aL + \left(\frac{h}{ak}\right)\sinh aL} \quad (2.62)$$

$$\frac{T(x)-T_\infty}{T_b-T_\infty} = \frac{\cosh a(L-x) + \left(\frac{h}{ak}\right)\sinh a(L-x)}{\cosh aL + \left(\frac{h}{ak}\right)\sinh aL} \quad (2.63)$$

The rate of heat transfer may be evaluated from Fourier's law,

ويمكننا تقدير معدل انتقال الحرارة من معادلة فورير,

$$q_f = -k\,A_C \frac{dT}{dx}\Big|_{x=0} = -k\,A_C \frac{d\theta}{dx}\Big|_{x=0}$$

Combine with Eq. (2.62):

$$q_f = \sqrt{hpkA_c}\;\;\theta_b \frac{\sinh aL + \left(\frac{h}{ak}\right)\cosh aL}{\cosh aL + \left(\frac{h}{ak}\right)\sinh aL} \quad (2.64)$$

2.14.4 Insulated-Tip Fin

2.14.4 الزعنفة معزولة النهاية

Thermal insulation minimizes heat loss from the tip. In this case, we may consider an ***adiabatic*** tip, and the boundary conditions will be

يقلل العزل الحراري فقدان الحرارة من نهاية الزعنفة, لذا يمكن في هذه الحالة اعتبار نهاية الزعنفة ***اديباتية*** فتصبح الشروط الحدودية

1. At the base: $x = 0$ عند القاعدة:
   $\theta(0) = T_b - T_\infty = \theta_b$

2. At the tip: $x = L$ عند النهاية:
   $$\frac{d\theta}{dx}\Big|_{x=L} = 0 \quad (2.65)$$

Following the steps of the previous cases, we obtain the distribution as

وباتباع نفس خطوات الحل السابق نحصل على معادلة التوزيع الاتية

$$\frac{\theta(x)}{\theta_b} = \frac{\cosh a(L-x)}{\cosh aL} \tag{2.66}$$

$$\frac{T(x)-T_\infty}{T_b-T_\infty} = \frac{\cosh a(L-x)}{\cosh aL} \tag{2.67}$$

The rate of heat transfer will be

وتصبح معادلة معدل انتقال الحرارة

$$q_f = \sqrt{hpkA_c}\ \ \theta_b \tanh aL \tag{2.68}$$

2.14.5 Fin Effectiveness & Fin Efficiency

2.14.5 فعالية وكفاءة الزعانف

As mentioned earlier, fins increase the heat transfer area and hence enhance heat dissipation. To evaluate the performance, we employ the concept of ***fin effectiveess*** ε_f which is defined as

كنا قد ذكرنا سابقاً بأن وجود الزعانف يزيد مساحة انتقال الحرارة فيعزز تبديد الحرارة منها الى المحيط. ولتقييم اداء الزعنفة, سنطبق مفهوم ***فعالية الزعنفة*** (ε_f) التي تعرف كالاتي

$$\varepsilon_f = \frac{q_f}{q_{no\ fin}} = \frac{q_f}{hA_b\,(T_b-T_\infty)} \tag{2.69}$$

That is, the effectiveness *is the ratio of heat transfer rate from the fin to the rate from a surface of area A_b*. The symbol A_b denotes the cross section area of the fin at the base. Usually, the sizing of the finned-surface area is based on maximizing the effectiveness, but cost should also be considered to justify the design. The value of the effectiveness reflects the fin performance as follows

اي ان الفعالية *هي نسبة معدل انتقال الحرارة من الزعنفة الى معدل انتقال الحراة من سطح مساحته (A_b)*, حيث يمثل الرمز(A_b) مساحة مقطع قاعدة الزعنفة. و يتم عادة تحديد مساحة السطح المزعنف باتخاذ المساحة عندما تكون الفعالية عند قيمتها القصوى, ولكن يستلزم ايضاً النظر في مدى ملائمة الكلفة لتبرير هذا التصميم. ويعكس مقدار قيمة الفعالية اداء الزعنفة على النحوالتالي

$\epsilon_f < 1$, indicates that the fins are reducing the rate of heat transfer from the surface.

($\epsilon_f < 1$) يشير الى ان الزعانف تعمل على تقليل معدل انتقال الحرارة من السطح.

$\varepsilon_f = 1$, indicates that adding fins will have no effect on the rate of heat transfer.

($\varepsilon_f = 1$) يشير الى ان تثبيت زعانف اضافية لايؤثر على معدل انتقال الحرارة.

$\varepsilon_f > 1$ indicates that the fins are enhancing heat transfer.

($\varepsilon_f > 1$) يشير الى ان الزعانف تعمل على تعزيز انتقال الحرارة.

The ***overall effectiveness*** for a finned- surface is defined as *the ratio of the heat transfer from the finned-surface to the heat transfer from the surface without fins*. The overall effectiveness depends on the number of fins per unit length as well as the fin effectiveness. It may be considered as a more realistic measure of the finned-surface performance. However, it is worthwhile to note that fins may not be required if the value of h is high, that is when exposing the body to high velocity fluids.

تُعرّف ***الفاعلية الكلية*** للسطح المزعنف بانها *نسبة الحرارة المنتقلة من السطح المزعنف الى الحرارة المنتقلة من السطح بدون زعانف*. وتعتمد قيمة الفعالية الكلية على عدد الزعانف الموجودة في وحدة طول السطح, وكذلك على فعالية الزعنفة. ويمكن اعتبارها مقياساً اكثر واقعية لاداء السطح المزعنف. وتجدر الاشارة هنا الى ان الزعانف قد لاتكون ضرورية اذا كانت قيمة معامل انتقال الحرارة مرتفعة, اي عندما يتعرض الجسم الى تيار مائع سرعته عالية تؤدي الى ارتفاع ملحوظ بمقدار(h) .

2.14.6 Fin Efficiency

2.14.6 كفاءة الزعنفة

The fin efficiency η_f is another measure of the fin thermal performance; *it is the ratio of the actual heat transfer rate from the fin to the ideal heat transfer rate if the entire fin surface area were at the base temperature*.

تُعد كفاءة الزعنفة (η_f) مقياساً آخر للاداء الحراري, وهي *نسبة معدل انتقال الحرارة الفعلي من الزعنفة الى معدل انتقال الحرارة المثالي منها عندما تكون مساحة سطح الزعنفة باكملها عند درجة حرارة القاعدة.*

$$\eta_f = \frac{q_f}{q_{\text{fin ideal}}} = \frac{q_f}{h\, A_f\, (T_b - T_\infty)} \qquad (2.70)$$

$$q_f = \eta_f\, h\, A_f\, (T_b - T_\infty) \qquad (2.71)$$

A_f = fin surface area

Equation (2.71) enables us to calculate the rate of heat transfer from a fin when its efficiency is known. Combining equation (2.70) with equation (2.68) for the insulated tip fin, we obtain

(A_f) = المساحة السطحية للزعنفة

وبتطبيق المعادلة (2.71) نستطيع حساب معدل انتقال الحرارة من الزعنفة حين تكون قيمة كفاءتها معلومة. وبدمج المعادلة (2.70) مع المعادلة (2.68) التي تخص زعنفة معزولة النهاية, نحصل على

$$\eta_f = \frac{\sqrt{hpkA_c}\ \ \theta_b \tanh aL}{h\,A_f\,(T_b - T_\infty)}$$

$$\theta_b = T_b - T_\infty \quad , \quad A_f = p.L$$

$$\eta_f = \frac{\sqrt{hpkA_c}\ \ \tanh aL}{h\,p\,L} = \sqrt{\frac{k\,A_c}{p\,h}}\ \frac{\tanh aL}{L}$$

$$\frac{1}{a} = \sqrt{\frac{k\,A_c}{p\,h}} \qquad \text{(Eqn. 2.58)}$$

$$\therefore \eta_f = \frac{\tanh aL}{aL} \qquad (2.72)$$

Similarly, we can develop relations to evaluate the fin efficiency for other types. However, these expressions can be complex and readers may refer to the literature for further relevant information. Consequently, an alternative approach was developed by ***Harper & Brown*** [12]. They applied equation (2.72) to fins subjected to convection using a correced fin length L_c. Thus, the approximate fin efficiency relationship for this case will be

وبطريقة مماثلة نستطيع اشتقاق معادلات تقيم الكفاءة لانواع اخرى من الزعانف. الا ان هذه المعادلات قد تكون معقدة لذا ننصح القارىء بالرجوع الى المصادر ذات العلاقة للاطلاع على معلومات شاملة تخص علاقات الكفاءة. ولهذا السبب فقد طور الباحثان ***هاربر وبراون*** [12] طريقة بديلة تخص الزعانف التي تتعرض للحمل الحراري. وتعتمد هذه الطريقة على تطبيق المعادلة (2.72) باستخدام طول الزعنفة المصحح (L_c), فتصبح العلاقة التقريبية التي تخص كفاءة الزعنفة الاتي

$$\eta_f = \frac{\tanh aL_c}{aL_c} \qquad (2.73)$$

$L_c = L + (t/2)$ for a rectangular fin

$L_c = L + (D/2)$ for a pin fin

The estimated efficiency values, for straight and annular fins, are plotted in Figure 2.20 and Figure 2.21. The fin surface area expression associated with each type is given on the two figures.

The fin efficiency is related to the fin effectiveness by

يمكن الآن رسم منحنيات الكفاءة باستخدام القيم التقريبية للزعانف المستقيمة وللزعانف الحلقية, كما هوموضح في الشكلين 2.20 و 2.21, ويتضح في كل شكل معادلة المساحة السطحية التي تخص نوع الزعنفة.

تربط المعادلة الآتية ما بين كفاءة الزعنفة وفعاليتها

$$\varepsilon_f = \frac{A_f}{A_b}\,\eta_f \qquad (2.74)$$

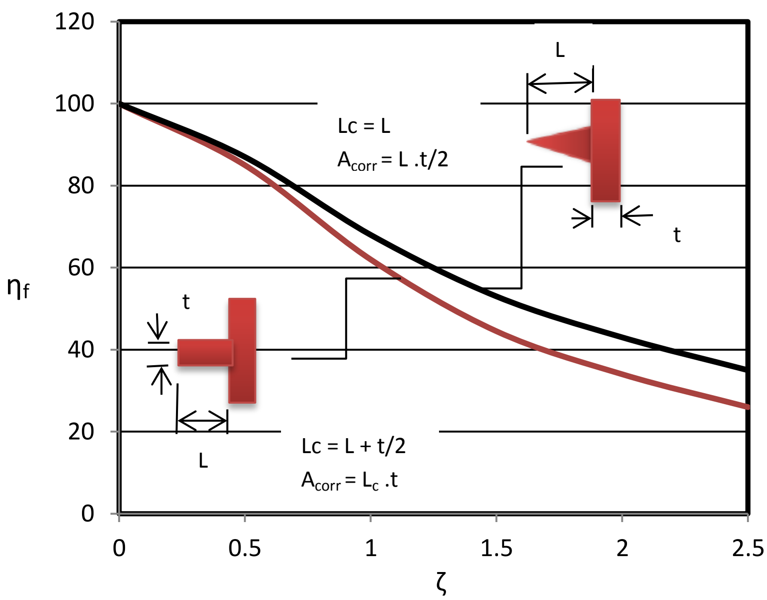


Figure 2.20 الشكل

Efficiency of rectangular and triangular fins [7] كفاءة الزعاف مستطيلة ومثلثة المقطع

($\zeta = L_c^{3/2}(h/kA_{corr})^{1/2}$, A_{corr} = corrected profile area)

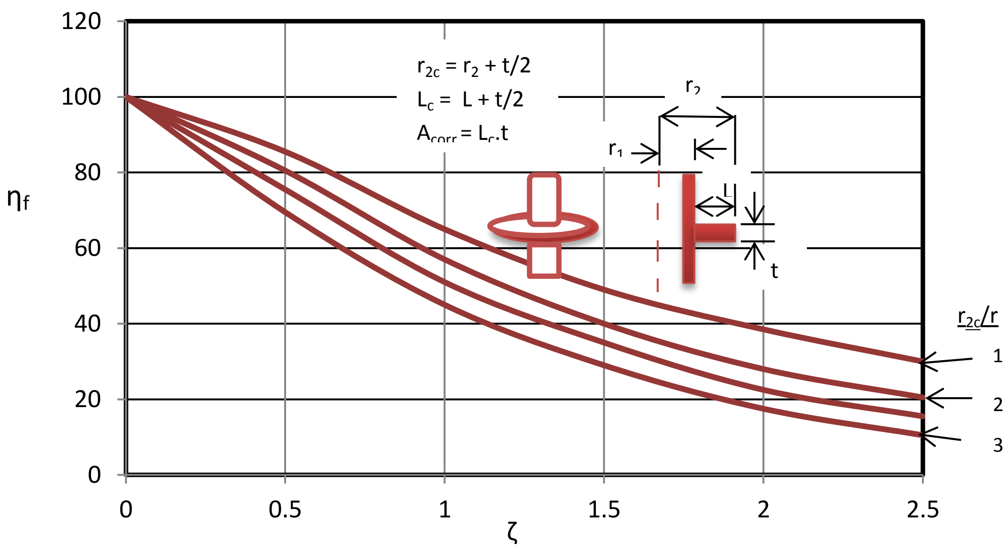


Figure 2.21 الشكل

Efficiency of annular fins [7] كفاءة الزعانف الحلقية

($\zeta = L_c^{3/2}(h/kA_{corr})^{1/2}$, A_{corr} = corrected profile area)

2.14.7 The Length of a Fin

Obviously, the fin must have a length that may provide maximum heat transfer. We mentioned earlier that one type is the infinitely long fin, but how long will this length be in practice? The heat transfer equation indicates that the temperature decreases exponentially along the fin; therefore it will approach the environment temperature at some length. The extra length beyond this length will not contribute much to the heat transfer from the fin and will add extra cost.

To specify the proper length, we will compare heat transfer from a fin of finite length to that from an infinitely long fin will. The ratio of the two heat transfer rates under the same conditions is

2.14.7 تحديد طول الزعنفة

من البديهي ان يكون هناك طولاً معيناً للزعنفة يمنح اقصى قدر ممكن من انتقال الحرارة. وقد ذكرنا سابقاً ان احد انواع الزعانف هي الزعنفة ذات الطول اللانهائي, وهنا نسأل, ما هو مقدارهذا الطول في واقع الممارسة العملية؟ فلما كانت معادلة انتقال الحرارة تشير الى ان درجة الحرارة تتناقص اسياً على امتداد الزعنفة, لذا فانها تقترب من درجة حرارة المحيط عند طول معين, وان اي طول يضاف الى هذا الطول سوف لن يؤثر في انتقال الحرارة من الزعنفة وانما سيزيد من كلفتها الاجمالية.

لتحديد الطول المناسب, سنقارن انتقال الحرارة من زعنفة ذات طول محدد الى انتقال الحرارة من زعنفة ذات طول لانهائي, حيث تصبح نسبة معدل انتقال الحرارة لزعنفتين معرضة لنفس الظروف الآتي

$$\frac{q_{fin}}{q_{long\ fin}} = \frac{\sqrt{hpkA_c}\ \ \theta_b \tanh aL}{\sqrt{hpkA_c}\ \theta_b} = \tanh aL \qquad (2.75)$$

Now, if we calculate the ratio ($\frac{q_{fin}}{q_{long\ fin}}$) in equation (2.75) for different values of a.L, we will find that the ratio is equal to 1 when (a.L = 5). Since ($\tanh \infty = 1$), it is clear that a fin whose length is ($L = \frac{5}{a}$) can be considered infinitely long. However, it was found that choosing a length corresponding to (a.L = 2.5) will not affect the fin thermal performance significantly.

Another factor related to the length of the fin is the material and manufacturing cost. To minimize the total cost and achieve a reasonable cooling effectiveness, we choose the fin that has less volume for the same duty. In this regard, the triangular straight fin is more attractive.

ولو قمنا الآن بحساب النسبة ($\frac{q_{fin}}{q_{long\ fin}}$) من المعادلة (2.75) بتعويض قيم مختلفة للمقدار (a.L), سنجد قيمة النسبة تساوي الواحد عندما يكون (a.L = 5). وبما ان ($\tanh \infty = 1$), لذا يتضح امكان اتخاذ طول الزعنفة المحسوب من للعلاقة ($L = \frac{a}{5}$) كطول يمثل الطول اللانهائي. ولكن في واقع الحال نجد ان اختيار طول الزعنفة حسب العلاقة (a.L = 2.5) لا يؤثر كثيراً في ادائها الحراري لها.

وهنالك امر آخر يتعلق بطول الزعنفة وهو كلفة المادة وتكلفة التصنيع. ولتخفيض الكلفة الى الحد الادنى وتحقيق فعالية تبريد مناسبة, علينا ان نختار الزعنفة التي تؤدي الغرض باصغر حجم ممكن. وفي هذا السياق نجد الزعنفة المستقيمة ذات المقطع المثلث هي الانسب.

The following examples will help the reader to understand fins and their effect on heat transfer.

سوف تساعد الامثلة الآتية القارىء على فهم موضوع الزعانف وتأثيرها في انتقال الحرارة.

Example 2.12

المثال 2.12

An infinitely-long circular copper fin of diameter 6-mm has its base maintained at 120°C. If the fin is exposed to an ambient temperature of 27°C with convection heat transfer coefficient of 105 W/m^2K,

1. Estimate the heat loss from the fin, and find the fin effectiveness.
2. Plot the temperature distribution and determine the length that can be considered infinite.

The thermal conductivity of copper:
k_{copp} = 400 W/m.K.

زعنفة مصنوعة من النحاس بطول لانهائي ومقطع دائري قطره (6-mm). فاذا كانت درجة حرارة قاعدتها تساوي (120°C), وكانت الزعنفة معرضة الى درجة حرارة المحيط البالغة (27°C) والى معامل انتقال الحرارة بالحمل مقداره ($105\ W/m^2K$),

1. احسب كمية الحرارة المفقودة من الزعنفة, واوجد فعالية الزعنفة.
2. ارسم منحنى توزيع درجة الحرارة ثم حدد الطول الذي يمكن اعتباره طولاً لانهائياً.

الموصلية الحرارية للنحاس:

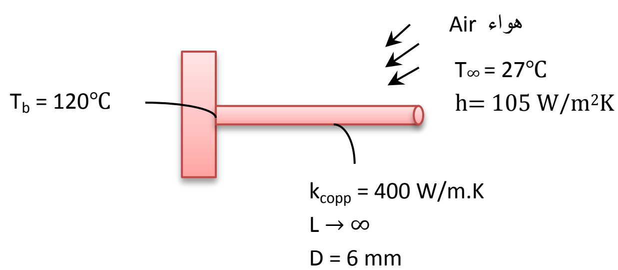
(k_{copp} = 400 W/m.K)

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



Find:

1. Heat loss from the fin and the fin effectiveness.
2. Temperature distribution and infinite length of the fin.

المطلوب ايجاده:

1. كمية الحرارة المفقودة من الزعنفة وفعالية الزعنفة.
2. توزيع درجة الحرارة والطول اللانهائي للزعنفة.

Assumptions

1. Steady state conditions.
2. One-dimensional conduction along the fin.
3. Constant thermal conductivity.
4. Negligible radiation exchange with surroundings.

الافتراضات:

1. تخضع الزعنفة لظروف الاستقرار.
2. التوصيل الحراري ببعد واحد على امتداد طول الزعنفة.
3. الموصلية الحرارية ثابتة المقدار.
4. لايوجد تبادل حراري مع المحيط بالاشعاع .

Analysis:

التحليلات:

1. Apply equations (2.59) and (2.69)

1. نطبق المعادلتين (2.59) و (2.69)

$$q_f = \sqrt{hpkA_c}\,\theta_b = \sqrt{hpkA_c}\,(T_b - T_\theta) \qquad \text{(Eqn. 2.59)}$$

$$p = \pi D = \pi \,.\, 6 \times 10^{-3}\ \text{m}$$

$$A_c = \pi D^2/4 = \pi \,.\, (6 \times 10^{-3})^2/4$$

$$q_f = \sqrt{105 \times \pi.\ 6 \times 10^{-3}\ .400\,.\pi\,(6\,x10^{-3})^2/4}\ \ (120\text{-}27)$$

∴The rate of heat transfer from the fin, q_f = <u>12.411 W</u>

$$\varepsilon_f = \frac{q_f}{q_{no\ fin}} = \frac{q_f}{hA_b\,(T_b - T_\infty)} \qquad \text{(Eqn. 2.69)}$$

$$\varepsilon_f = \frac{12.411}{105 \times\ (6 \times 10^{-3})^2\ (120-27)}$$

The effectiveness, ε_f = <u>39.563</u>

2. We plot the temperature distribution by assigning values for x, starting with 0.0, and then evaluating the temperature T(x) using equation (2.57)

2. نرسم منحنى توزيع درجة الحرارة عن طريق تعيين قيم للطول (x) تبدأ من الصفر, ثم نقيم درجات الحرارة المناظرة لها (T(x)) باستخدام المعادلة (2.57)

$$\frac{T(x) - T_\infty}{T_b - T_\infty} = e^{-ax} \qquad \text{(Eqn. 2.57)}$$

$$T(x) = e^{-ax}\,(T_b - T_\infty) + T_\infty$$

$$a = \sqrt{hp/kA_c}$$

a = $\sqrt{105 \text{ x } \pi.\ 6 \text{ x } 10^{-3}\ /\ 400\ .\ \pi\ (6\ x10^{-3})^2/4}$ = 13.228

T(x) =[$e^{-13.228.x}$ (120 – 27)]+ 27

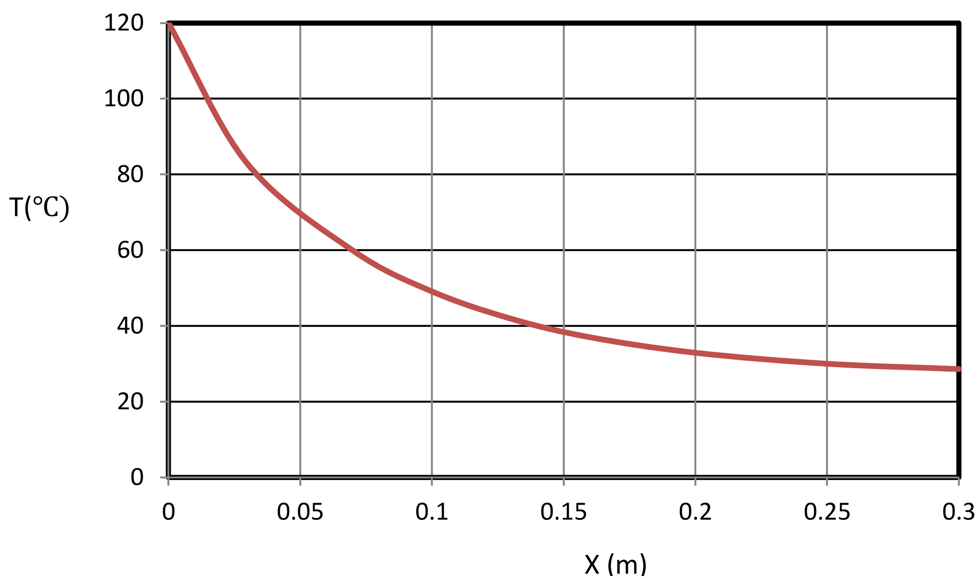
The calculated values of T(x) will be

قيم درجات الحرارة المحسوبة ((T(x) هي

x	0	0.03	0.07	0.1	0.13	0.16	0.2	0.25	0.3
T(x)	120	82.8	59.9	49.1	41.9	37	32.9	30	28.6

We use Excel to plot the graph

نرسم المنحنى باستخدام برنامج الاكسل



It is evident from the graph that the infinite length is bout 0.25m, because the temperature change beyond this point is very small and can be ignored.

يتضح من المنحنى ان الطول اللانهائي يبلغ (0.25m) على وجه التقريب, لان التغير الحاصل بدرجة الحرارة بعد هذه النقطة صغير جداً بحيث يمكن اهماله.

Comments:

1. The effectiveness value ε_f = 39.563 is greater than 1; this indicates that the fin in this case enhances heat transfer.

الملاحظات:

1. ان قيمة الفعالية (ε_f = 39.56) اكبر من الواحد, وهذا يدل على ان الزعنفة في هذه الحالة تساعد على تعزيز انتقال الحرارة.

2. The infinite length value from the approximation (a.L = 5), will be L = 0.337m. Using the value from the graph (0.25m) gives (a.L = 3.3). However, examining the graph, we note that the temperature drop beyond x = 0.15 m is about 10°C, that is 8% approximately. Thus, in practical design, it may well be justified to use this length giving (a.L ≥ 2) as a guide for the value of the infinite length.

2. ان الطـول اللانهـائي النـاتج عـن تطبيـق العلاقـة (a.L = 5) هو (L = 0.337m), ولو استخدمنا الطول المستنبط مـن المنحنـى, اي (0.25m), سنحصـل علـى العلاقة (a.L = 3.3). ولكن اذا تمعنا قي الرسم البياني سنلاحظ ان الانخفاض في درجة الحرارة بعد النقطة (x = 0.15 m) هو بحدود (10°C) اي (8%) على وجه التقريب. اذن يمكننا تبرير امكان استخدام هذا الطول, الذي يعطي العلاقة (a.L ≥ 2), كدليل تصميمي لتحديد الطول اللانهائي.

Example 2.13

The cylinder of an engine is constructed of aluminum alloy having thermal conductivity of 190 W/m.K. The outer diameter of the cylinder is 2-in and its overall length is 15-cm. The operating temperature of the engine is 520 K and the ambient is at 70°F with h = 54 W/m^{2}K. How many annular fins should be installed to the cylinder to increase the rate of heat transfer by 70%?

Fin specifications:

The annular fins are equally spaced; each having a length of 22-mm and thickness of 7-mm.

المثال 2.13

صُنعت اسطوانة محرك من سبيكة الامنيوم ذات الموصلية الحرارية (190 W/m.K). فاذا علمت ان قطر الاسطوانة الخارجي (2-in) وطولها (15-cm), وكانت درجة حرارة المحرك (520 K) ودرجة حرارة المحيط (70°F) وقيمة معامل انقال الحرارة (h = 54 W/m^{2}K.), فما عدد الزعانف الحلقية التي يجب تثبيتها لزيادة معدل انتقال الحرارة بنسبة (70%)؟

مواصفات الزعانف:

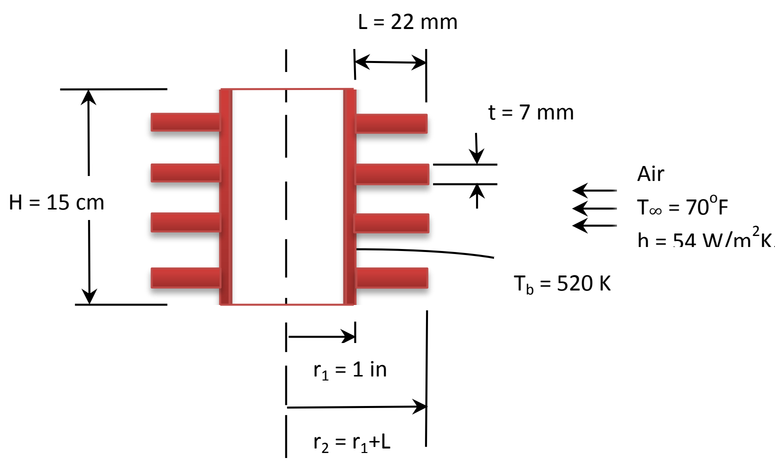
الزعانف حلقية متباعدة بالتساوي على سطح الاسطوانة, حيث يبلغ طول كل زعنفة (22-mm) وسمكها (7-mm).

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



The known data in SI units:

المعلومات بالوحدات العالمية (SI):

$L = 0.022$ m , $t = 0.007$ m , $H = 0.15$ m

$r_1 = 1 \times 2.54/100 = 0.0254$ m

$r_2 = 0.0254 + 0.007 = 0.0324$ m

$T_\infty = (70-32)\ 5/9 = 21.111°C = 294.111$ K

$T_b = 520$ K , $h = 54$ W/m^{2}K , $k = 190$ W/m.K

Find:

المطلوب ايجاده:

The number of fins to increase the rate of heat transfer by 70%

عدد الزعانف لزيادة معدل انتقال الحرارة بنسبة 70%

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Conduction in the radial direction.
3. Constant thermal conductivity.
4. Negligible radiation exchange with surroundings.

الافتراضات:

1. تخضع الزعنفة لظروف الاستقرار.
2. التوصيل الحراري باتجاه نصف القطر.
3. الموصلية الحرارية ثابتة المقدار.
4. لايوجد تبادل حراري مع المحيط بالاشعاع .

Analysis:

التحليلات:

We first determine the rate of heat transfer $q_{no\ fin}$ from the surface area of the cylinder without fins ($A_s = 2\ \pi\ r_1\ H$), thus

نحسب اولاً معدل انتقال الحرارة ($q_{no\ fin}$) من مساحة سطح الاسطوانة بدون زعانف ($A_s = 2\ \pi\ r_1\ H$), اذن

$$q_{no\ fin} = hA_s\,(T_b - T_\infty)$$

$$q_{no\ fin} = 54 \times 2 \times \pi \times 0.0254 \times 0.15\ (520 - 294.111)$$

$$q_{no\ fin} = 292.007\ \text{W}$$

Now, we calculate the heat transfer from the fins q_{fins}

والآن نحسب معدل انتقال الحرارة من الزعانف (q_{fins})

$$q_{fins} = \frac{70}{100} \times 292.007 = 204.404\ \text{W}$$

The rate of heat transfer from one fin is calculated using equation (2.71),

نستخدم المعادلة (2.71) لحساب معدل انتقال الحرارة من الزعنفة الواحدة,

$$q_f = \eta_f\, h\, A_f\, (T_b - T_\infty) \qquad \text{(Eqn.2.71)}$$

The total heat transfer q_{fins} from N fins will be

حيث يصبح انتقال الحرارة الكلي (q_{fins}) من زعانف عددها (N)

$$q_{fins} = N\, \eta_f\, h\, A_f\, (T_b - T_\infty)$$

The surface area of the fin in this case is based on the corrected radius ($r_{2c} = r_2 + t/2$), thus

نحسب مساحة الزعنفة السطحية لهذه الحالة استناداً الى نصف القطر المصحح ($r_{2c} = r_2 + t/2$) كما هو آت

$$A_f = 2\pi\, r_{2c}^2 - 2\pi\, r_1^2$$

نوجد كفاءة الزعنفة الحلقية من الشكل 2.21,

We find the annular fin efficiency from Figure 2.21,

$\zeta = L_c^{3/2}(h/kA_{corr})^{1/2}$

A_{corr} = corrected profile area

$r_{2c} = r_2 + t/2 = 0.0324 + 0.007/2 = 0.0359$

$L_c = L + t/2 = 0.022 + 0.007/2 = 0.02235$

$A_{corr} = L_c.t = 0.02235 \times 0.007 = 0.00015645$

$\therefore \zeta = 0.02235^{3/2}\ [54 /(190 \times 0.00015645)]^{1/2}$

$\zeta = 0.142$

$r_{2c}/r_1 = 0.0359/0.0254 = 1.4$

From figure 2.21 the fin efficiency is (94%) الكفاءة من الشكل 2.21 هي

Substituting: نعوض القيم المعلومة:

$q_{fins} = N\, \eta_f\, h\, A_f\, (T_b - T_\infty)$

$204.404 = N \times 0.94 \times 54 \times 2\pi\ (0.0395^2 - 0.0254^2)\ (520-294.111)$

$N = 9.74 \approx$ <u>10 fins</u>

Comments:

1. This example demonstrates the effective use of figures 2.20 and 2.21 to evaluate fin efficiency, and hence the heat transfer.
2. We can estimate the overall effectiveness $\varepsilon_{overall}$ as follows

الملاحظات:

1. يبين هذا المثال فائدة استخدام الشكلين 2.20 و 2.21 لتقييم كفاءة الزعانف وبالتالي حساب انتقال الحرارة منها.
2. يمكننا تقدير الفعالية الكلية ($\varepsilon_{overall}$) كالاتي

$$\varepsilon_{overal} = \frac{q_{total,fins}}{q_{total,no\ fins}} = \frac{292.007+204.404}{292.007} = 1.7$$

The overall efficiency of the finned cylinder is greater than 1, thus the thermal performance is considered reasonably acceptable.

بما ان مقدار الفعالية الكلية للاسطوانة المزعنفة اكبر من الواحد لذا يُعد الاداء الحراري مقبولاً.

Exercise:

Compute the number of fins required to boost heat transfer from the cylinder of example 2.13 by 75%. If the fin specificat-ions are changed to:
Equally spaced annular fins; each fin has a length of 18 mm and thickness of 6 mm.

تمرين:

احسب عدد الزعانف اللازم تثبيتها على الاسطوانة في المثال 2.13 لغرض زيادة انتقال الحرارة بواقع 75% وذلك عندما تتغير مواصفات الزعانف الى:

ان تكون الزعانف حلقية متباعدة بالتساوي على سطح الاسطوانة, وطول كل زعنفة (18 mm) وسمكها (6 mm).

2.14.8 Fin Thermal Resistance

2.14.8 المقاومة الحرارية للزعانف

A relation ship for thermal resistance of a fin R_f can be expressed as

يمكن صياغة المعادلة لايجاد المقاومة الحرارية للزعنفة كالآتي

$$R_f = \frac{T_b - T_\infty}{q_f} \qquad (2.76)$$

To apply the equation, an appropriate expression for q_f is selected according to the fin shape. The resistance can be related to the effectiveness and efficiency by combining equations (2.76) with equations (2.71) and (2.72).

ولتطبيق المعادلة اعلاه, يتم اختيار المعادلة المناسبة لحساب معدل انتقال الحرارة (q_f) وفقاً لشكل الزعنفة الهندسي . وبدمج المعادلة (2.76) مع المعادلتين (2.71) و (2.72) يمكننا ربط المقاومة بكل من الفاعلية والكفاءة.

For an ***array of fins*** attached to a certain body, we may apply the concept of thermal resistance network. However, If the fins are not machined as an integral part of the body, the network will include a contact resistance $R_{c,f}$, a resistance that accounts for the base surface R_b and the resistance of the fin array R_{fins}.

اما في حالة تثبيت ***صف من الزعانف*** على جسم معين فيمكننا تطبيق مفهوم شبكة المقاومات الحرارية. واذا كانت الزعانف ملصقة على السطح الخارجي للجسم ولا تشكل جزءً لايتجزأ من الجسم, فالشبكة ستشمل مقاومة التماس ($R_{c,f}$) ومقاومة سطح القاعدة (R_b) بالاضافة الى مقاومة صف الزعانف (R_{fins}).

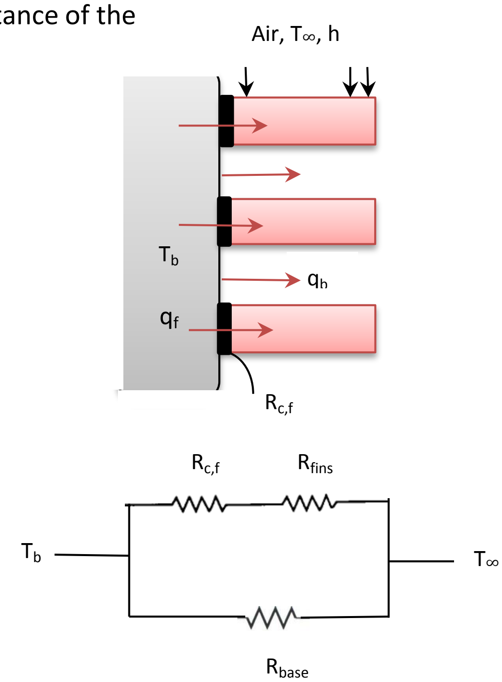


Figure 2.22 الشكل

Network for a fin array شبكة المقاومات الحرارية لصف من الزعانف

Consider an array of N fins welded to a surface as shown in figure 2.22, the thermal circuit includes three resistances defined as follows

لنتخذ مجموعة زعانف عددها (N) ملحومة على السطح كما هو مبين في الشكل 2.22. نلاحظ في الشبكة ثلاث مقاومات حرارية مُعرَفة على النحوالآتي

$R_{c,f}$ = N x contact resistance for one fin

$R_{fins} = R_f/N = \frac{T_b - T_\infty}{N.q_f}$ (surface area of fins = $N.A_f$)

Combining with equation (2.71):

$$R_{fins} = \frac{1}{N\,\eta_f\,h\,A_f} \quad (2.77)$$

$$R_b = \frac{1}{h\,(A_{total} - N\,A_f)} \qquad (2.78)$$

The equivalent total resistance R_{total} is

$$\frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{R_{c,f} + R_{fins}} + \frac{1}{R_{base}} \qquad (2.79)$$

where R_{Total} is the equivalent total heat resistance of the circuit. The following relation can be used to determine either the heat transfer rate q, or the finned-surface base temperature T_b

يمثل الرمز (R_{Total}) المقاومة الحرارية الاجمالية المكافئة للشبكة. كما يمكن استخدام العلاقة الآتية لتقييم معدل انتقال الحرارة (q), اولأيجاد درجة حرارة السطح المزعنف (T_b)

$$q = \frac{T_b - T_\infty}{R_{total}} \qquad (2.80)$$

Example 2.14

A finned-tube has a diameter of 4-cm carries steam at 115°C. The annular fins are made of an alloy with thermal conductivity of 175 W/m.K. The diameter of each fin is 7-cm, the thickness is 2.3-mm and the space between the fins is 3-mm. There are 190 fins per meter length. Heat transfer to the ambient occurs at 20°C with a heat transfer coefficient of 70 W/m^{2}k. Determine the overall heat transfer coefficient. Take the value of the thermal contact conductance as 1200 W/m^{2}K.

المثال 2.14

انبوب مزعنف ينقل بخار ماء درجة حرارته (115°C), وقد صنعت الزعانف الحلقية من سبيكة ذات موصلية حرارية مقدارها (175 W/m.K), حيث ان قطر الزعنفة الواحدة (7-cm) وسمكها (2.3-mm) والمسافة الفاصلة بين الزعانف تساوي (3-mm). فاذا كان عدد الزعانف لكل متر من طول الانبوب (190) زعنفة, وكانت درجة حرارة المحيط (20°C) ومعامل انتقال الحرارة (70 W/m^{2}k), احسب معامل انتقال الحرارة الكلي. علماً ان مقدار معامل توصيل التماس الحراري (1200 W/m^{2}K).

Solution

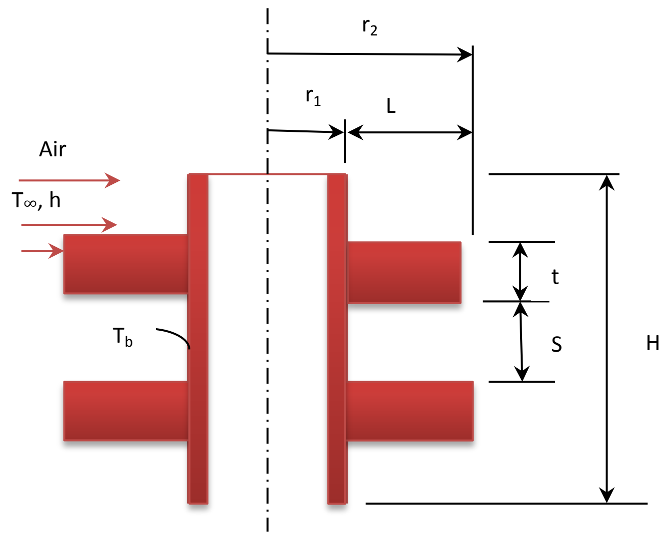
Given:

The following schematic diagram illustrates the known data for a steam finned tube.

الحل

المعلوم

الرسم التخطيطي الآتي يوضح المعلومات التي تخص انبوب مزعنف ينقل بخار الماء كما وردت بنص المثال.



r_1 = 2 cm = 0.02 m , r_2 = 3.5 cm = 0.035 m
t = 2.3 mm = 0.0023 m , S = 3 mm = 0.003 m
N = 190 fins , $L = r^2 - r_1$ = 0.035 - 0.02 = 0.015 m
T_b = 115°C = 388 K , T_∞ = 20°C = 293 K
k = 175 W/m.K , h = 70 W/m^{2}K , h_c = 1200 W/m^{2}K
H = 1 m

Find:

The overall heat transfer coefficient U

المطلوب ايجاده:

معامل انتقال الحرارة الكلي (U)

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Conduction in the radial direction.
3. Constant thermal conductivity.
4. Negligible radiation exchange with surroundings.
5. The base temperature, or pipe wall temperature, is equal to the steam temperature.

الافتراضات:

1. تخضع الزعنفة لظروف الاستقرار.
2. التوصيل الحراري باتجاه نصف القطر.
3. الموصلية الحرارية ثابتة المقدار.
4. لايوجد تبادل حراري مع المحيط بالاشعاع.
5. درجة حرارة القاعدة, اي درجة حرارة جدارالانبوب تساوي درجة حرارة بخار الماء.

Analysis:

We compute the overall heat transfer coefficient from equation (2.16). Therefore, we first need to determine the total resistance of the finned tube.
The resistances of the circuit are: the fin array resistance R_{fins}, the contact resistance $R_{c,f}$ and the resistance of the base or spaces between fins R_b. Thus, the total resistance R_{total} is given by equation (2.79),

التحليلات:

نحسب معامل انتقال الحرارة الكلي من المعادلة (2.16) وعليه ينبغي اولاً ايجاد قيمة المقاومة الاجمالية للانبوب المزعنف.

المقاومات الحرارية في الشبكة هي: مقاومة صف الزعانف (R_{fins}) ومقاومة التماس ($R_{c,f}$) ومقاومة القاعدة (R_b) اي مقاومة المساحات بين الزعانف, حيث تعطى المقاومة الاجمالية (R_{total}) من المعادلة (2.79),

$$R_{fins} = \frac{1}{N\,\eta_f\,h\,A_f} \qquad \text{(Eqn. 2.77)}$$

η_f can be found from Figure 2.21

$\zeta = L_c^{3/2}(h/kA_{corr})^{1/2}$

A_{corr} = corrected profile area

$r_{2c} = r_2 + t/2 = 0.035 + 0.0023/2 = 0.03615$

$L_c = L + t/2 = 0.015 + 0.0023/2 = 0.01615$

$A_{corr} = L_c.t = 0.01615 \times 0.0023 = 0.000037145$

$\therefore \zeta = 0.01615^{3/2}\,[70/(175 \times 0.000037145)]^{1/2}$

$\zeta = 0.2129$

$r_{2c}/r_1 = 0.03615/0.02 = 1.807$

$\therefore \eta_f$ = 92% approximately

$A_f = 2\pi\,(r_2^2 - r_1^2) = 2\pi\,(0.035^2 - 0.02^2) = 0.00518\ m^2$

$$R_{fins} = \frac{1}{190 \times 0.92 \times 70 \times 0.00518} = 0.0157\ K/W$$

$$R_b = \frac{1}{h\,(A_{total} - N\,A_f)} \qquad \text{(Eqn. 2.78)}$$

$(A_{total} - N\,A_f)$ = spaces area = $2\pi r_1\,(H - t\,N) = 2\pi\,r_1\,S\,N$

$= 2 \times \pi \times .02 \times 0.003 \times 190 = 0.0716\ m^2$

$$R_b = \frac{1}{70 \times 0.0716} = 0.1995\ K/W$$

$R_{c,f} = \dfrac{1}{h_c\, A}$ (Eqn. 2.23)

$A = A_{contact} = 2\ \pi\ r_1 t\ N = 2 \times \pi \times 0.02 \times 0.0023 \times 190 = 0.01748\ m^2$

$R_{c,f} = \dfrac{1}{1200 \times 0.01748} = 0.04767\ K/W$

$\dfrac{1}{R_{Total}} = \dfrac{1}{R_{c,f} + R_{fins}} + \dfrac{1}{R_{base}}$ (Eqn. 2.79)

$R_{total} = [\dfrac{1}{0.04767 + 0.0157} + \dfrac{1}{0.1995}]^{-1}$

$R_{total} = 0.04809\ K/W$

$U = 1/(A_{total}.R_{Total})$ (Eqn. 2.16)

$A_{total} = N\ A_f + 2\pi r_1 S\ N$

$A_{total} = 190 \times 0.00518 + 0.0716 = 1.0558\ m^2$

$\therefore U = 1/(1.0558 \times 0.04809) = \underline{19.695\ W/m^2K}$

Comments:

We can quantify the performance of a fin in terms of thermal resistances. Equation (2.77), which relates fin efficiency to the thermal resistance, can be used for this purpose. We can also express the fin effectiveness in term of resistances as

الملاحظات:

يمكننا تقييم اداء الزعنفة بدلالة المقاومات الحرارية, حيث نستخدم المعادلة (2.77) التي تعكس العلاقة بين الكفاءة والمقاومة الحرارية, كما يمكننا كتابة فعالية الزعنفة بدلالة المقاومات كالآتي

$R_f = \dfrac{T_b - T_\infty}{q_f}$ (Eqn. 2.76)

$R_b = \dfrac{1}{h\ A_b}$ [see equation (2.78)]

$\dfrac{R_b}{R_f} = (\dfrac{1}{h\ A_b}) / (\dfrac{T_b - T_\infty}{q_f}) = \dfrac{q_f}{h\ A_b (T_b - T_\infty)}$

$\dfrac{R_b}{R_f} = \varepsilon_f$ [see equation (2.69)]

2.15 Insulating Materials

2.15 مواد العزل الحراري

Thermal insulation materials provide additional resistance to heat flow and therefore reduce the rate of heat transfer. A good example is the insulation of steam pipes that saves a significant amount of energy. Other reasons for insulation include fire prevention and protection of personnel from touching hot surfaces. The insulating material may take the form of fibers, loose granules, rectangular boards or sheets, cork, foams, and reflective metal sheets. The selection of the proper insul- ation depends mainly on the reason for insulating a surface, the environment requ- irment such as the case of buried pipes and the cost consideration.

تمنح مواد العزل الحراري مقاومة اضافية لسريان الحرارة فتسبب انخفاضاً في معدل انتقال الحرارة, وافضل مثال على ذلك هو عزل انابيب بخار الماء الذي يوفر قدراً كبيراً من الطاقة. وهناك اسباب اخرى لاستخدام العزل الحراري, منها منع حدوث الحرائق وحماية العاملين في المصنع من لمس السطوح الساخنة. وتتخذ مواد العزل الحراري انواعاً مختلفة كالالياف, وحبيبات بعض المواد, وألواح عازلة اوصفائح مستطيلة الشكل, والفلين, والرغوة المتصلبة, والصفائح المعدنية عاكسة الاشعة الحرارية. ويعتمد اختيار نوع العازل المناسب على بعض العوامل المهمة مثل السبب لضرورة اضافة العازل, ومتطلبات البيئة مثل حالة الانابيب المدفونة, وكذلك مراعاة الكلفة.

The ***optimum thicness of insulation*** is determined by plotting the cost verses insulation thickness, as shown in Figure 2.23.

نحصل على ***السمك الامثل للعازل*** برسم خط بياني لكلفة مادة العزل مقابل سمك الطبقة العازلة, كما هو موضح في الشكل 2.23.

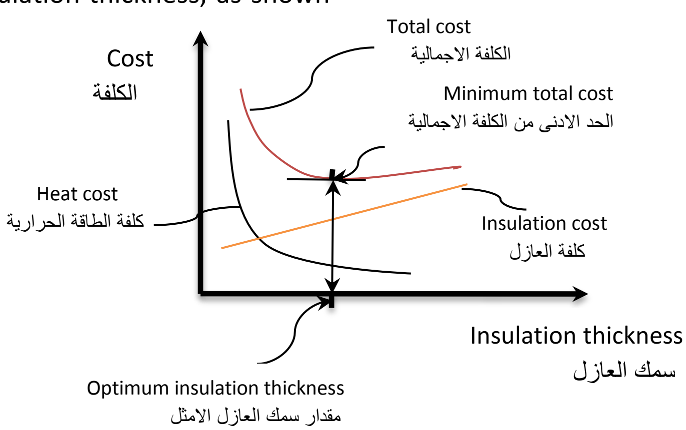


Figure 2.23 الشكل

Determination of insulation optimum thickness تحديد سمك العازل الامثل

The optimum thickness corresponding to the minimum total cost is sited on the curve.

ويتم تحديد السمك الامثل للعازل بتعين النقطة المقابلة الى الحد الادنى للكلفة الجمالية في المنحنى.

The most important property of insulation materials is thermal conductivity; it has

ان من اهم خواص العزل الحراري هي الموصلية الحرارية,

the units of W/m.K or W/m.°C in SI and Btu/h.ft.°F in FPS.

حيث ان وحداتها بنظام الوحدات العالمي (SI) هي (W/m.K) او (W/m.°C) وبنظام وحدات قدم – باوند - ثانية (FPS) هي (Btu/h.ft.°F).

Thermal conductivity is a function of temperature, and its value also depends on density and moisture content of the material. In general, the conductivity of insulating materials increases with temperature. However, common insulating materials may have a porous structure with air occupying the pores or cavities. As a result, all three modes of heat transfer may occur within a material of this nature. It is therefore more appropriate to refer to an ***effective thermal conductivity*** of insulation to account for conduction, convection and radiation. According to experimental research, the effective thermal conductivity decreases with density, reaches a minimum at a certain point, and then increases [2}.

تتغير قيمة الموصلية الحرارية تبعاً لتغير درجة الحرارة, كما وتعتمد قيمتها على كثافة مادة العزل وعلى كمية الرطوبة التي تحتويها. وعموماً, تزداد قيمة الموصلية الحرارية عندما ترتفع درجة الحرارة. ولكن مواد العزل شائعة الاستعمال قد تحتوي على مسامات او فراغات ضمن بنيتها, حيث يشغل الهواء هذه الفراغات فيحصل انتقال الحرارة في هذا النوع من البنية بانماطه الثلاثة. وبناء على ذلك يستحسن استخدام مصطلح ***الموصلية الحرارية الفعالة*** للعازل لشمول التوصيل والحمل والاشعاع في آن معاً. وحسب نتائج البحوث العملية, تنخفض قيمة الموصلية الحرارية الفعالة عندما تزداد كثافة العازل لتبلغ الحد الادنى ثم تبدأ بالارتفاع [2].

The effectiveness of insulation is given in terms of ***R-value***, which is the thermal resistance per unit area, defined as

تقاس فعالية العزل الحرارية بدلالة (***R-value***), وهو المقاومة الحرارية لوحدة المساحة الذي يُعرّف بالعلاقات الآتية

$$\text{R-value} = \frac{L}{k_{ins}} \quad \text{(for flat insulation)} \qquad (2.81)$$

$$\text{R-value} = \frac{r_1}{k_{ins}} \ln \frac{r_2}{r_1} \quad \text{(for pipe insulation)} \qquad (2.82)$$

Where k_{ins} is the thermal conductivity of insulation, L is thickness, r_1 is the inside radius of insulation and r_2 the outside radius. The R-value, in FPS units, is used in the United States to characterize insulating materials. In Table 2.3, typical values of thermal conductivity for some common building and insulation materials are listed.

وهنا, يمثل الرمز (k_{ins}) الموصلية الحرارية للعازل, و (L) سمك العازل, و (r_1) نصف قطر الانبوب الداخلي, و (r_2) نصف قطر الانبوب الخارجي. وتستخدم في الولايات المتحدة الامريكية قيمة (R-value) بالوحدات (FPS) لتصنيف انواع مواد العزل. يبين الجدول 2.3 قيم نموذجية لبعض مواد البناء ومواد العزل الشائعة.

Table 2.3 الجدول

Thermal conductivities of common insulating materials
قيم الموصلية الحرارية لبعض مواد العزل الحراري شائعة الاستعمال

Material	**Density, ρ (kg/m^3)**	**Thermal Conductivity, k (W/m.K)**
Asbestos-cement board	1921	0.58
Brick, common	1922	0.72
Cement mortar	1860	0.72
Concrete blocks	----	0.77-1.1
Cork	120	0.039
Glass fiber blanket	16	0.046
Glass fiber, board	105	0.036
Gypsum or plaster board	800	0.17
Hardwood	721	0.159
Nylon	1100	0.16
Paper	900	0.12
Plywood	545	0.12
Polyvinylchloride (PVC)	1700	0.09
Polystyrene, expanded board	55	0.027
Polyurethane foam	24-40	0.023-0.026
Rubber	1200	0.15
Softwood	513	0.115
Teflon	2200	0.35

Values were selected from various sources

References & Suggested Reading المراجع

1. F. P. Incropera. D. P. DeWitt, T.L. Bergman, and A. S. Lavine. *Introduction to Heat Transfer*. 5th ed. John Wiley & Sons, 2007.
2. Yunus A. Çencel. *Heat Transfer A Practical Approach*. International ed. Mcgraw Hill, 1998.
3. J. H. Lienhard IV and J. H. Lienhard V. *A Heat Transfer Textbook*. 4th ed. Phlogiston Press, 2017.
4. J.P Holman. *Heat Transfer*. 10th ed. McGraw Hill, 2010.
5. F. Kreith, R. N, Manglik and M. S. Bohn. *Principles of Heat Transfer*. 7th ed. Cengage learning, 2011.
6. R. B. Bird, W. E. Steward and E. N. Lightfoot. *Transport Phenomena*. 2nd ed. John Wiley & Sons, 1984.
7. K. A. Gardner. “Efficiency of extended surfaces.” *Trans. ASME 67* 1945, pp. 621-31.
8. L. J. Ybarrondo and J. E. Sunderland. “Heat Transfer from Extended Surfaces,” *Bull. Mech.Eng. Educ.,* vol. 5, pp. 229–34, 1966.
9. E.M. Sparrow, S.B. Vemuri, "Orientation effects on natural convection/radiation heat transfer from pin-fin arrays." *Int. J. Heat Mass Transfer* 29 pp. 359–368, 1986.
10. S. K. Sharma and V. Sharma, “Maximizing the Heat Transfer through Fins using CFD as A Tool.” *International Journal of Recent advances in Mechanical Engineering (IJMECH)* Vol.2, No.3, August 2013
11. H-M. Clou, J-C. Wang and Y-P. Chang, “An Experimental Study on Heat Conduction and Thermal Contact Resistance for the AlN Flake.” *Advances in Materials Science and Engineering*. Volume 7, 2013.
12. D.R. Harper and W.B. Brown. “Mathematical Equations for Heat Conduction in Fins of Air cooled Engines.” *NACA Report No. 158*, 1922
13. P. J. Schneider. *Conduction Heat Transfer*. Addison-Welsley, 1957.
14. S.S. Kutateladze. *Fundementals of Heat Transfer*. Academic press, 1963.
15. M. N. Ozisik, *Heat Transfer-A Basic Approach*. McGraw-Hill, 1985.

Problems

المسائل

Conduction in plane wall

التوصيل الحراري في الجدار المستوي

2.1 Consider a 1.5-m high, 2-m wide and 5-mm thick glass window having a thermal conductivity of 0.77 W/m.K. If the temperature of the outer surface and inner surfaces are 35°C and 15°C respectively, determine the steady state rate of heat transfer through the glass window.

2.1 صفيحة شباك زجاجية ارتفاعها (1.5-m) وعرضها (2-m) وسمكها (5-mm) وموصليتها الحرارية (0.77 W/m.K). فاذا كانت درجة حرارة سطحها الخارجي (35°C) ودرجة سطحها الداخلي (15°C), فما هو معدل انتقال الحرارة المستقر عبر الصفيحة.

2.2 Consider a 3.5-m high and 25-cm thick brick wall whose thermal conductivity is 0.81 W/m.K. If the outer surface is maintained at 20°C and the inner surface at 8°C, calculate the rate of heat transfer per unit length through the wall.

2.2 جدار من الطابوق ارتفاعه (3.5-m) وسمكه (25-cm) وموصليته الحرارية (0.81 W/m.K). فاذا أُبقيت درجة حرارة سطحه الخارجي عند (20°C) ودرجة حرارة سطحه الداخلي عند (8°C), احسب معدل انتقال الحرارة لكل وحدة طول من الجدار.

2.3 Determine the thermal conductivity of a plate whose thickness is 3-cm. When the heat flux through it is 50 kW/m^2, the temperatures on the sides will be 73°C and 48°C.

2.3 اوجد قيمة الموصلية الحرارية لصفيحة سمكها (3-cm), علماً بأن درجة الحرارة على جانبيها تكون مساوية الى (73°C) و (48°C), وذلك عند بلوغ الفيض الحراري المار خلالها (50 kW/m^2).

2.4 A 4-cm thick wall is to be constructed of material that has a thermal conductivity of 1.45 W/m.K. The wall is to be insulated with a layer whose thermal conductivity is 0.28 W/m.K. The inner and outer surface temperatures of the insulated wall are 1100°C and 35°C respectively, and the heat loss per square meter is to be limited to 1750 W/m^2. Determine the thickness of the thermal insulation layer.

2.4 جدار سمكه (4-cm) مبني من مادة موصليتها الحرارية (1.45 W/m.K). فاذا كان الجدار معزولاً بطبقة موصليتها الحرارية (0.28 W/m.K), وكانت درجة حرارة سطح الجدار الداخلي (1100°C) والخارجي (35°C), احسب سمك طبقة العزل الحراري. علماً أن فقدان الحرارة لكل متر مربع يبقى ثابتاً بحدود (1750 W /m^2).

2.5 One side of a metal slab, 5-cm thick, is maintained at 185°C. The other side is covered with a 2-cm thick layer of asbestos. The outside of the asbestos layer is maintained at 75°C, and the rate of heat flow through the composite slab is 350 W. Compute the area of the slab.

2.5 لوح معدني سمكه (5-cm), حيث بلغت درجة حرارة احد سطحيه (185°C), وتم إكساء سطحه الآخر بطبقة من الاسبستوس سمكها (2-cm). فاذا كانت درجة حرارة سطح طبقة الاسبستوس (75°C) وكان معدل انتقال الحرارة عبر اللوح المكسي (350 W), احسب مساحة اللوح.

Thermal conductivity values:

قيم الموصلية الحرارية:

$k_{metal} = 110$ W/m.K

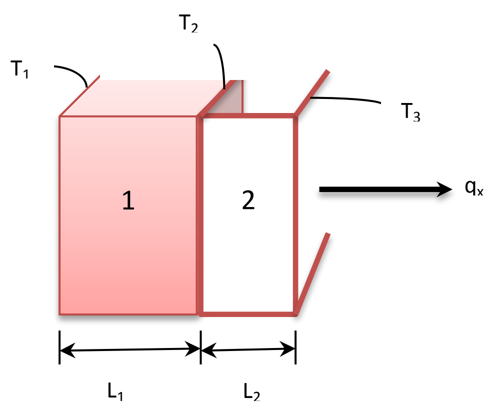
$k_{asbestos} = 0.58$ W/m.K

2.6 A composite plane wall made up of three layers has one surfaces exposed to atmospheric conditions. The other surface is maintained at a high temperature. Apply the thermal resistance concept to develope an expression for the steady state heat transfer rate.

2.6 يتركب جدار مستوي من ثلاث طبقات, حيث يتعرض احد سطحيه الى الظروف الجوية بينما يتعرض سطحه الآخر الى درجة حرارة مرتفعة. طبق مفهوم المقاومات الحرارية لإيجاد معادلة لتقدير معدل انتقال الحرارة المستقر عبر الجدار المركب.

2.7 Consider one-dimensional steady state conduction through a composite plane wall shown below. Find the interface temperature T_2.

2.7 اوجد درجة الحرارة (T_2) بين سطحي الجدار المركب الموضح في ادناه, علماً ان انتقال الحرارة خلال الجدار مستقر وببعد واحد.



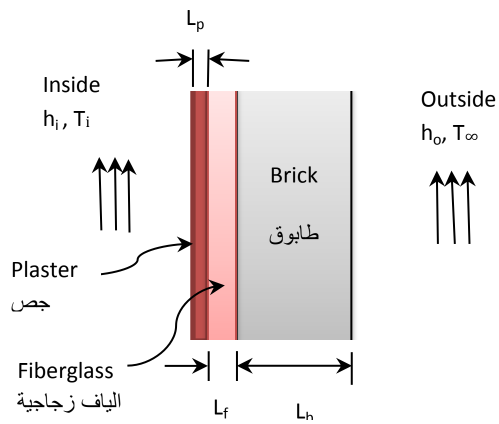
$T_1 = 37$ °C , $T_3 = -1$°C

$L_1 = 4.5$ cm , $L_2 = 1.75$ cm

$k_1 = 52$ W/m.K , $k_2 = 1.8$ W/m.K

2.8 A brick wall of a room has an insulation layer of fiberglass and a layer of plaster on the inside, as shown in the sketch below. The room is to be maintained at 18°C when the outside atmospheric temperature is 42°C. Determine the heat flux through the wall.

2.8 جدار غرفة مبني من الطابوق, سطحه الداخلي معزول بطبقة من الالياف الزجاجية وطبقة من الجص, كما هو مبين في الرسم التخطيطي ادناه. يجب الحفاظ على درجة الحرارة الغرفة بحدود (18°C) عندما تكون درجة حرارة الجو الخارجي (42°C). احسب مقدار الفيض الحراري العابرمن خلال لجدار.



$T_\infty = 42°C$, $T_i = 18°C$

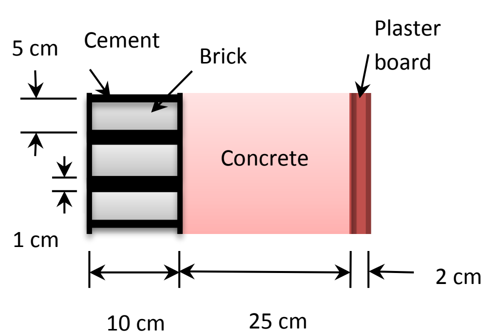
$L_p = 1.2$ cm , $L_f = 6$ cm , $L_b = 12$ cm

$h_o = 90\ W/m^2K$, $h_i = 35\ W/m^2K$

$k_p = 0.17$ W/m.K , $k_b = 0.72$ W/m.K , $k_f = 0.04$ W/m.K

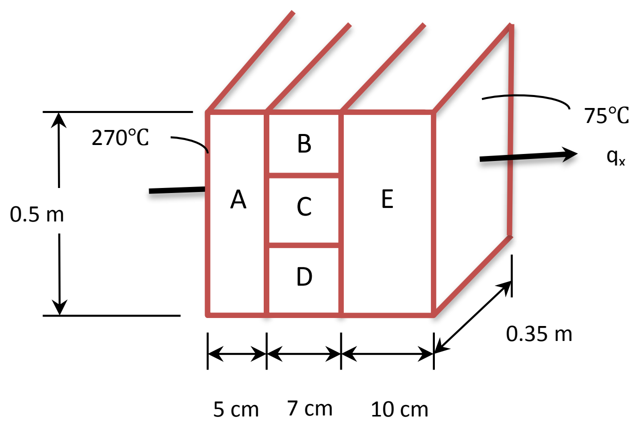
2.9 Consider a 25-cm concrete wall insulated by a 2-cm layer of plaster board on the inside. The outer face of the wall is made up of 10-cm x 5-cm bricks with 1-cm cement mortar joints. If the outer and inner temperatures are -5°C and 20°C respectively, estimate the heat flux. (Search the Internet or the appendix for thermal conductivity values)

2.9 جدار كونكريتي سمكه (25-cm), سطحه الداخلي معزول حرارياً بطبقة من الجص سمكها (2-cm), وسطحه الخارجي مغلف بالطابوق, حيث ان ابعاد الطابوقة, اي الطول x الارتفاع هي (10-cm x 5-cm), وان كل طابوقة مثبتة بواسطة بطبقة من الاسمنت سمكها (1-cm). فاذا علمت بان درجة حرارة السطح الخارجي (-5°C) ودرجة السطح الداخلي (20°C) احسب مقدار الفيض الحراري. (ابحث عن قيم الموصلية الحرارية للمواد مستخدماً جداول الملحق او الانترنت)



2.10 Find the rate of steady heat transfer q_x through the composite wall shown in the schematic below. What will be the temperature at the contact line between section A and section C?

2.10 اوجد معدل انتقال الحرارة المستقر (q_x) خلال الجدار المركب الموضح في الرسم التخطيطي في ادناه, ثم أحسب درجة الحرارة لدى خط تماس الجزء (A) مع الجزء (C).

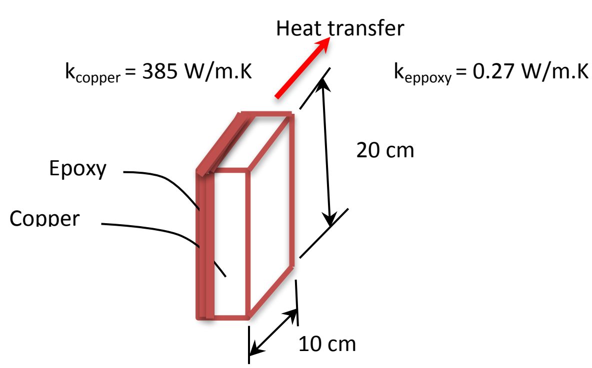


k_A = 140 W/m.K
k_B = 35 W/m.K
k_C = 57 W/m.K
k_D = 71 W/m.K
k_E = 140 W/m.K

Areas of heat flow:
$A_B = A_c = A_D$

2.11 A circuit board made of a 1.32-mm thick layer of epoxy and layer of copper whose thickness is 0.2-mm. If heat is transferred along the length of the board as shown below, what percentage of the heat is conducted along the copper layer?

2.11 لوح دائرة كهربائية مصنوع من طبقة من الابوكسي سمكها (1.32-mm) وطبقة نحاسية سمكها (0.2-mm). اذا كان انتقال الحرارة بالاتجاه الطولي كما هو بين في ادناه, فما هو مقدار النسبة المؤية للحرارة المنتقلة بالتوصيل خلال طبقة النحاس؟



2.12 Consider a 4-ft high and 6-ft wide glass window having a thickness of (1/3)-in and thermal conductivity of 0.775 W/m.K. The room temperature is to be maintained at 18°C when the outside ambient temperature is 40°C. The convection heat transfer coefficients on the inside and outside are 12 W/m^2K and 30 W/m^2K respectively.

a- Determine the steady rate of heat transfer through the glass window

b- Suppose that the window is replaced by a ***double glazing*** arrangement made up of two 4-mm thick glass sheets and a 10-mm layer of stagnant air in between. Take the value of thermal conductivity of air to be 0.026 W/m^2K, estimate the percentage of heat kept out by the double glazing.

2.12 شباك زجاجي ارتفاعه (4-ft), وعرضه (6-ft), وسمكه [(1/3)-in], وموصوليته الحرارية (0.775 W/m.K). وقد كانت درجة حرارة الغرفة (18°C) عندما كانت درجة حرارة المحيط الخارجي (40°C). فاذا كانت قيم معامل انتقال الحرارة بالحمل في داخل الغرفة وخارجها ($12\ W/m^2K$) و ($30\ W/m^2K$) على التوالي,

أ- احسب معدل انتقال الحرارة المستقر خلال اللوح الزجاجي

ب- استُبدل لوح الشباك ***بلوح مزدوج*** مصنوع من لوحين, سمك كل واحد منهما (4-mm), مع طبقة بينية ساكنة من الهواء سمكها (10-mm). فاذا كانت موصلية الهواء الحرارية تساوي ($0.026\ W/m^2K$), اوجد النسبة المؤية لكمية الحرارة التي احجبت بسبب وجود اللوح الثاني.

Thermal Contact Resistance

مقاومة التماس الحرارية

2.13 A board consists of a 1.5-mm thick copper plate (k = 387 W/m.K) sandwiched between two 4-mm thick insulations layers (k = 0.25 W/m.K). The thermal contact conductance on both sides of the plate is 5000 $W/m^2.K$. If the temperature on one surface of the insulation is 100°C and on the other is 45°C, calculate the heat flux across the board.

2.13 يتركب لوح من صفيحة مصنوعة من النحاس سمكها (1.5-mm) وموصليتها الحرارية (k = 387 W/m.K) مثبتة بين طبقتين من مادة عازلة, سمك كل طبقة (4-mm) وموصليتها الحرارية (k = 0.25 W/m.K). فاذا كان مقدار معامل توصيل التماس لكل سطح من الصفيحة (5000 W/m.K), ودرجة حرارة احد سطحي العازل (100°C) ودرجة السطح الآخر (45°C), احسب الفيض الحراري المار من خلال اللوح.

2.14 A 2-m high and 3-m wide composite wall consists of 2.5-cm layer of material having a thermal conductivity of 0. 72 W/m.K, and a 1-cm thick layer of another material whose thermal conductivity is 0.13 W/m.K. The contact conductance of the interface is estimated to be 600 $W/m^2.K$. The fluid temperature on one side of the wall is 250°C and the convection coefficient

2.14 يتألف جدار مركب ارتفاعه (2-m) وعرضه (3-m) من طبقة مادة عازلة سمكها (2.5-cm) وموصليتها الحرارية (0.72 W/m.K) وطبقة ثانية سمكها (1-cm) وموصليتها (0.13 W/m.K), حيث كان معامل توصيل التماس مساوياً (600 W/m.K).فاذا علمت ان درجة الحرارة لدى احد سطحي الجدارهي (250°C) ومعامل انتقال الحمل الحراري للمائع يساوي

is 11 W/m^2K. The temperature and the coefficient on the other side are 35°C and 30 W/m^2K respectively. Determine the rate of heat transfer through the wall.

(11 W/m^2K), كما كانت درجة الحرارة لدى السطح الآخر (35°C) ومعامل الحمل الحراري في هذا الجانب (30 W/m^2K), احسب معدل انتقال الحرارة عبر الجدار المركب.

2.15 The volume of cubical freezer is 3.5 m^3. Each wall of the freeze has an exterior sheet of $\frac{3}{16}$-in-thick mild steel, an intermediate layer of 3-in-thick fiberglass and an inner sheet of $\frac{3}{16}$-in-thick copper alloy. The adhesive interface between each metal sheet and the insulation has a contact conductance of 4500 $W/m^2.K$.

a- Determine the ***steady cooling load*** to maintain the outer inner surface temperatures at 26°C and -5°C respectively.

b- The overall heat transfer coefficient.

c- If the contact resistance is disregarded, what will be the error in the value of the cooling load?

Thermal conductivity values:

2.15 اذا علمت ان حجم مجمدة مكعبة الشكل يساوي (3.5 m^3), وكان كل جدار لها يتألف من صفيحة مصنوعة من صلب الحديد المطاوع سمكها ($\frac{3}{16}$-in) في الجانب الخارجي تليها طبقة صوف زجاجي سمكها (3-in) ثم صفيحة مصنوعة من سبيكة نحاسية سمكها ($\frac{3}{16}$-in). وكان سطحا العازل ملتصقين بالصفيحتين بمعامل توصيل تماس مقداره (4500 $W/m^2.K$) في كل جانب.

أ- اوجد مقدار ***حمل التبريد المستقر*** اللازم لابقاء درجة حرارة السطح الخارجي (26°C) ودرجة السطح الداخلي (– 5°C).

ب- معامل انتقال الحرارة الكلي.

ج- اذا اهملت مقاومة التماس فما هي نسبة الخطأ في تقدير حِمل التبريد؟

قيم الموصلية الحرارية للمواد:

$k_{mild\ steel}$ = 58 W/m.K

k_{alloy} = 165 W/m.K

$k_{insulation}$ = 0.045 W/m.K

Conduction in Cylinders and Spheres

التوصيل الحراري في الاجسام الاسطوانية والكروية

2.16 A commercial bronze tube having thermal conductivity of 50 W/m.K has an inside diameter of 3.2-cm and wall thickness of 1.75-mm. A fluid flows inside the tube producing a convection coefficient of 1000 W/m^2K on the inside surface, while a second fluid flows across the outside of the tube producing a convection coefficient of 157 W/m^2K on the outside tube surface. If the inside fluid temperature is 215°C and the outside fluid temperature is 52°C, calculate the heat lost by the tube per meter of length.

2.16 انبوب مصنوع من البرونز التجاري, قطره الداخلي (3.2-cm) وموصليته الحرارية (50 W/m.K) وسمك جداره (1.75-mm). يجري مائع في داخل الانبوب بمعامل حمل حراري قدره (1000 W/m^2K), بينما يجري مائع آخر عبر سطح الانبوب الخارجي بمعامل حمل حراري قدره (157 W/m^2K). فاذا كانت درجة حرارة المائع في داخل الانبوب (215°C) وفي خارجه (52°C), احسب كمية الحرارة المفقودة لكل متر من طول الانبوب.

2.17 Consider a spherical tank, 1.2-m in diameter, is maintained at a temperature of 130^{o}C and exposed to an environment with convection coefficient of 25 W/m^{2}K and temperature of 25^{o}C, what thickness of ***polyurethane foam*** should be added to ensure that the outer temperature of the insulation does not exceed 42^{o}C? What percentage reduction in heat loss results from installing this insulation? Take the value of thermal conductivity of polyurethane to be 0.024 W/m.K.

2.17 خزان كروي الشكل قطره (1.2-m) ودرجة حرارته مستقرة عند (130^{o}C). وكان الخزان معرض لمحيط درجة حرارته (25^{o}C) ومعامل حمل حراري قدره (25 W/m^{2}K). كم يبلغ سمك طبقة ***من رغوة البولي يوريثان*** التي يجب اضافتها لضمان عدم تجاوز درجة حرارة سطح العازل (42^{o}C)؟ وما نسبة الانخفاض في فقدان الحرارة نتيجة اضافة العازل؟ افترض قيمة للموصلية الحرارية لمادة البولي يوريثان بحدود (0.024 W/m.K).

2.18 A hollow spherical shell of inside radius r_1 and outside radius r_2 having a thermal conductivity k, covered with a layer of insulation of thickness t. The inside wall surface temperature is T_1 and the insulation outer surface temperature is T_2. Draw the resistance network and derive an expression for the total thermal resistance.

2.18 غلاف كروي الشكل قطره الداخلي (r_1) وقطره الخارجي (r_2) وموصليته الحرارية (k) مكسي بطبقة من العازل سمكها (t). فاذا كانت درجة حرارة سطح الجدار الداخلي (T_1) ودرجة سطح العازل الخارجي (T_2), ارسم شبكة المقاومات الحرارية ثم اشتق معادلة لحساب المقاومة الاجمالية.

2.19 An insulated pipe carrying steam is subjected to ambient conditions. Derive an expression for the overall heat transfer coefficient.

2.19 انبوب ينقل بخار الماء معزول حرارياً ومعرض لظروف الجو. اشتق معادلة لحساب معامل انتقال الحرارة الكلي.

2.20 Hot water at 96^{o}C is transported by a $\frac{3}{4}$-in outside diameter metal tube. The tube is surrounded by air at 25^{o}C with convection heat transfer coefficient of 23 W/m^{2}K. If the thermal conductivity of insulation is 0.042 W/m.K, compute the thickness of insulation required to reduce heat loss by 45%.

As a result of the high thermal conductivity of the metal, the tube-wall temperature is considered to be the same as the water temperature.

2.20 يتم نقل الماء الساخن عند درجة الحرارة (96^{o}C) بواسطة انبوب معدني قطره الخارجي ($\frac{3}{4}$-in), وكان الانبوب معرضاً للهواء بدرجة الحرارة (25^{o}C) ومعامل انتقال الحرارة بالحمل مساوياً (23 W/m^{2}K). فاذا كانت موصلية العازل الحرارية (0.042 W/m.K), احسب سمك طبقة العازل اللازمة للحد من فقدان الحرارة بنسبة (45%).

نظراً لقيمة الموصلية الحرارية للمعدن المرتفعة, يمكنك مساواة درجة حرارة جدار الانبوب بدرجة حرارة الماء.

2.21 A 10-cm diameter carbon steel pipe covered with a 1.2-cm layer of asbestos and a 4-cm layer of glass wool on the outside. The pipe wall outer surface temperature is maintained at 200°C and the glass wool outer temperature is 40°C. Estimate (a) the steady heat transfer rate per unit length and (b) the interfacial temperature between the two insulation layers.

2.21 انبوب مصنوع من صلب الحديد الكاربوني مغلف بطبقة من الاسبستوس سمكها (1.2-cm) تليها طبقة من الصوف الزجاجي سمكها (4-cm). فاذا علمت ان درجة حرارة سطح الانبوب الخارجي (200°C) ودرجة حرارة سطح الصوف الزجاجي الخارجي (40°C), اوجد (أ) معدل انتقال الحرارة المستقر لوحدة الطول (ب) درجة حرارة السطح بين طبقتي العزل الحراري.

$k_{asbestos} = 0.58$ W/m.K

$k_{glass\ wool} = 0.038$ W/m.K

2.22 If the inner surface of the pipe in problem 2.21 is maintained at 200°C, the pipe wall thickness is 2-mm and the thermal conductivity of carbon steel is 60 W/m.K, determine the overall heat transfer coefficient.

2.22 اذا تم تثبيت درجة حرارة السطح الداخلي للانبوب في السؤال 2.21 عند (200°C), وكان سمك جدار الانبوب (2-mm) والموصلية الحرارية لصلب الحديد الكاربوني (60 W/m.K), احسب معامل انتقال الحرارة الكلي.

2.23 Consider a 3-in diameter steel pipe whose length is 50-m. The pipe is covered with a 12-mm layer of insulating material whose thermal conductivity is 0.21 W/m.K, followed by a 25-mm thick layer of another insulating material having thermal conductivity of 0.054 W/m.K. The insulated pipe is exposed to an ambient temperature of 20° C and a convection coefficient of 60 W/mK. If the outside surface temperature of the steel pipe is 300°C, calculate the heat lost by the insulated pipe.

2.23 انبوب مصنوع من حديد الصلب قطره (3-in) وطوله (50-m), تم تغليفه بطبقة من مادة عازلة سمكها (12-mm) وموصليتها الحرارية (0.21 W/m.K), تليها طبقة ثانية من مادة عازلة سمكها (25-mm) وموصليتها الحرارية (0.054 W/m.K). وكان الانبوب المعزول معرضاً الى محيط درجة حرارته (20°C) والى معامل حمل حراري مقداره (60 W/mK). فإذا علمت ان درجة حرارة السطح الخارجي لجدار الانبوب (300°C), احسب كمية الحرارة المفقودة من الانبوب المعزول.

2.24 Determine the interface temperature between the two insulating layers of problem 2.23.

2.24 احسب درجة الحرارة السطح بين طبقتي العزل المذكورة في السؤال 2.23 .

2.25 Consider a 4-m diameter spherical tank filled with liquid propane at -45°C. The ambient air temperature is 35°C and the convection heat transfer coefficient is 30 W/m^2K. Determine the rate of heat transfer from the ambient to the propane tank.

If the tank is insulated by a 15-cm thick layer of of glass fiber, how will the insulation affect the heat transfer to the propane? The thermal conductivity of glass fiber is 0.046 W/m.K.

2.25 خزان كروي قطره (4-m), مملوء بسائل البروبان بدرجة الحرارة (45°C-). فاذا كان الخزان معرضاً الى الهواء بدرجة الحرارة (35°C) والى معامل حمل حراري مقداره ($30\ W/m^2K$), احسب معدل انتقال الحرارة من المحيط الخارجي الى الخزان.

اذا تم عزل الخزان بطبقة من الالياف الزجاجية سمكها (15-cm), فما هو تأثيرها على انتقال الحرارة, علماً ان الموصلية الحرارية للعازل (0.046 W/m.K)

2.26 A thin-shelled spherical vessel has a diameter of 1-m, is filled with liquid oxygen at - 183°C. The vessel is exposed to room temperature of 25°C with a convection coefficient of 20 W/m^2K. Calculate the amount of oxygen that will evaporate during one hour exposure.

What will be the thickness of insulation required to reduce the oxygen evaporation by 80%? The ***latent heat of vaporization*** of oxygen is 213 kJ/kg, its boiling point is -183°C and the thermal conductivity of insulation is 0.035 W/m.K.

2.26 وعاء كروي الشكل رقيق الجدار قطره (1-m) مملوء بالاوكسجين المسيل عند درجة الحرارة (183°C -). فاذا كان الوعاء معرضاً الى درجة حرارة الجو البالغة (25°C) والى معامل حمل حراري مقداره ($20\ W/m^2K$), احسب كمية الاوكسجين التي ستتبخر خلال ساعة واحدة.

ما سمك العازل الذي يجب اضافته لتقليل تبخر الاوكسجين بنسبة (80%)؟ علماً ان ***الحرارة الكامنة لتبخر*** الاوكسجين تساوي (213 kJ/kg) ودرجة غليانه (183°C-) كما ان موصلية مادة العزل الحراري هي (0.035 W/m.K).

Critical Radius of Thermal Insulation

نصف قطر العزل الحراري الحرج

2.27 A 2.15-mm diameter and 12-m long electric wire is covered with a 1.5-mm layer of insulation having thermal conductivity of 0.056 W/m.K. An electric current of 10 A passes through the wire, the voltage drop is 11.5 V along the wire. The wire is exposed to an environment at 24°C and a natural convection coefficient of 20 W/m^2K. What will be the temperature at the surface of the wire? Do we need to add more insulation to enhance cooling?

2.27 سلك كهربائي قطره (2.15-mm) وطوله (12-m) مغلف بطبقة من العازل سمكها (1.5-mm) وموصليتها (0.056 W/m.K), يمرفيه تيار كهربائي مقداره (10 A) حين كان فرق الجهد (11.5 V). فاذا كان السلك معرضاً الى محيط درجة حرارته (24°C) والى معامل حمل حراري مقداره ($20\ W/m^2K$), فما هي درجة حرارة سطح السلك؟ وهل يتطلب الامراضافة المزيد من العازل لتعزيز تبريد السلك؟

2.28 A $\frac{1}{16}$-in diameter wire maintained at a temperature of 350°C and exposed to a convection environment at 30° C with a coefficient of 120 W/m^{2}K. How much insulation must be added to reduce the heat transfer by 95%? The thermal conductivity of insulation is 0.16 W/m.K.

Does this insulation provide the maximum rate of heat transfer?

2.28 سـلك قطـره ($\frac{1}{16}$-in) ودرجـة حرارتـه (350°C) معرض الى محيط درجة حرارته (30° C) ومعامل انتقال حرارة بالحمل مقداره (120 W/m^{2}K), فما مقدار سمك العـازل الـذي يجـب اضـافته لتقليل انتقـال الحـرارة بنسـبة (95%)؟ علماً ان موصلية العازل (0.16 W/m.K).

هل يوفر هذا العزل اقصى معدل لانتقال الحرارة؟

2.29 Derive an equation to evaluate the critical radius of insulation for a spherical vessel.

2.29 اشتق معادلة لحساب نصف قطر العزل الحرج لوعاء كروي الشكل.

2.30 Calculate the R- value for the following insulating materials:

(a) 10-cm thickness polyurethane foam.
(b) 45-mm fiberglass blanket.
(c) 4-in concrete block.

2.30 احسب قيم (R- value) لمواد العزل الآتية:

(أ) طبقـة مـن البـولي يورثـان سـمكها (10-cm).
(ب) طبقة من الالياف الزجاجية سمكها (45-mm) .
(ج) طبقة متصلبة من الكونكريت سمكها (4-in).

Temperature Distribution

توزيع درجة الحرارة

2.31 Use Fourier law to derive the temperature distribution across a plane wall. Assume one dimensional steady state conduction, constant heat flux and constant thermal conductivity.

If the thermal conductivity is a function of temperature, k= $k_o(1 + bT)$, where k_o and b are constants, obtain an expression for the heat flux through the wall, how would the temperature distribution change?

2.31 استخدم قانون فورير لاشتقاق توزيع درجة الحرارة عبر جدار مستوي بافتراض أن التوصيل الحراري مستقر واحـادي البعـد, وافتـرض ايضـاً ثبـوت الفـيض الحـراري والموصلية الحرارية.

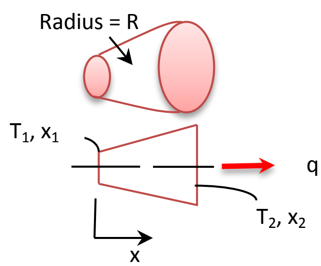
اذا كانـت الموصـلية الحراريـة دالـة لدرجـة الحـرارة حسـب العلاقـة [k= $k_o(1 + bT)$], جد علاقـة لحسـاب الفيض الحـراري خـلال الجدار, علماً ان كل مـن (k_o) و (b) هـي مقادير ثابتة. كيف تتأثر معادلة توزيع درجة الحرارة نتيجة هذا التغير؟

2.32 Consider a plane wall having thickness of 20-cm. If the inner wall is maintained at 250°C and the outer wall at 30°C, plot the temperature distribution across the wall thickness assuming one-dimensional steady state heat transfer.

2.32 ارسم الخط البياني لتوزيع درجة الحرارة عبر جدار مستوي عرضـه (20-cm), علمـاً ان درجـة حرارة سطحه الـداخلي (250°C) ودرجــة سـطحه الخــارجي (30°C). افترض بان التوصيل الحراري مستقر واحادي البعد.

2.33 A conical metal piece with a thermal conductivity k, its circular section has a radius R which is changing with x according to the linear relationship R = c.x. The temperature at the larger diameter end is T_2 and at the smaller end at T_1, heat is transferred in the x direction only as shown in the sketch.

2.33 تتغير قيمة نصف قطر المقطع الدائري (R) لقطعة معدنية مخروطية الشكل تبعاً لتغير البعد (x) حسب العلاقة الخطية (R = c.x). والمعلوم ان موصلية المعدن الحرارية (k), ودرجة حرارة سطح المقطع الاكبر (T_2) ودرجة المقطع الاصغر (T_1), حيث تسري الحرارة بالاتجاه (x) فقط, كما يظهر في الرسم التخطيطي.



Starting with Fourier law, derive an expression for the temperature distribution.

اشتق علاقة لتوزيع درجة الحراة مستخدماً قانون فورير.

2.34 Consider a cylindrical chemical reactor that has an internal diameter of 50-cm and wall thickness of 5-cm. The exothermic reaction inside the reactor maintains the internal wall temperature at 200°C. The reactor is insulated by a 10-cm thick layer of glass wool whose thermal conductivity is 0.038 W/m.K. The outer surface of the insulation is exposed to ambient air at 25°C with a convection coefficient of 30 W/m^{2}K. If the wall is made of ***stainless steel*** having thermal conductivity of 15 W/m.K, calculate the interfacial temperature between the reactor wall and the insulation. Does the insulation layer provide enough protection for the safety of the working personnel? Plot the temperature distribution for the reactor wall.

2.34 مفاعل كيميائي اسطواني الشكل قطره الداخلي (50-cm) وسمك جداره (5-cm). كانت درجة حرارة سطح جداره الداخلي ثابتة عند (200°C) بسبب انبعاث الحرارة من التفاعل الكيميائي. وقد تم عزل المفاعل حرارياً بطبقة من الصوف الزجاجي سمكها (10-cm) وموصليتها الحرارية (0.038 W/m.K). يحيط الهواء بالسطح الخارجي للعازل بدرجة الحرارة (25°C) وبمعامل حمل حراري قدره (30 W/m^{2}K). فاذا كان الجدار مصنوعاً من ***الصلب المقاوم للصدأ*** ذو الموصلية الحرارية (15 W/m.K), احسب درجة الحرارة بين سطحي جدار المفاعل وطبقة العزل. هل يمنح هذا العزل حماية كافية لضمان سلامة عمال المصنع؟ ارسم منحنى توزيع درجة الحرارة لجدار المفاعل.

Conduction with Heat Generation

التوصيل بصحبة التوليد الحراري

2.35 A rectangular plate of 18-mm thickness generates heat at the rate of 35 MW/m^3. If the surface of one side of the wall is held at 180^{o}C and the other side at 85^{o}C, (a) determine the temperature at x = 8-mm, (b) If both surfaces are at 180^{o}C, compute the maximum temperature and (c) plot the temperature distribution.

2.35 لوحة مستطيلة الشكل سمكها (18-mm) تولد حرارة بمعدل (35 MW/m^3), فاذا كانت درجة حرارة احد سطحيها (85^{o}C) ودرجة السطح الآخر (85^{o}C). (أ) اوجد درجة الحرارة عن البعد (x = 8-mm) , (ب) اذا كانت درجة حرارة كلا السطحين (180^{o}C) فما هي قيمة درجة الحرارة القصوى (ج) ارسم الخط البياني لتوزيع درجة الحرارة.

2.36 A plane wall of thickness 8-cm, generates heat internally at the rate of 0.45 MW/m^3. One side of the wall is insulated, and the other side is exposed to an environment at 95^{o}C. The convection heat transfer coefficient between the wall and the environment is 490 W/m^{2}K. If the thermal conductivity of the wall is 15 W/m.K, compute the maximum temperature inside the wall.

2.36 جدار مستوي سمكه (8-cm) يولد حرارة داخلياً بمعدل (0.45 MW/m^3). وقد كان احد سطحيه معزولاً بينما كان جانبه الآخرمعرضاً الى محيط درجة حرارته (95^{o}C) ومعامل انتقال الحرارة بالحمل مقداره (490 W/m^{2}K). فاذا كانت موصلية الجدار الحرارية (15 W/m.K), احسب درجة الحرارة القصوى في الجدار.

2.37 A wall is insulated on one side while the other side is exposed to room temperature of 30^{o}C with heat transfer convection coefficient of 25 W/m^{2}K. The wall generates heat at the rate of 0.3 MW/m^3. If the wall thickness is 20-cm, determine the temperature at the uninsulated surface and then compute the heat flux from the wall surface to the surroundings.

2.37 اذا كان احد سطحي جدار في غرفة معزولاً , وكان الأخرمعرضاً لدرجة حرارة الغرفة البالغة (30^{o}C) والى معامل انتقال الحرارة بالحمل قدره (25 W/m^{2}K), وكان الجدار يولد حرارة بمعدل (0.3 MW/m^3). فاذا علمت ان سمك الجدار (20-cm), اوجد درجة حرارة السطح غير المعزول ثم احسب الفيض الحراري من هذا السطح الى المحيط.

2.38 Use Fourier law and equation (2.42) to develop an expression to determine the heat flux at any point within a wall having a heat generation source.

2.38 استخدم قانون فوير والمعادلة (2.42) لاشتقاق معادلة لحساب الفيض الحراري عند اي نقطة واقعة في جسم جدار يحتوي على مصدر لتوليد الحررة.

2.39 Consider a 30-cm plane wall with a uniform heat generation source and,

2.29 جدار مستوي سمكه (30-cm) يحتوي على مصدر لتوليد الحرارة, فاذا كان معلوماً

$\dot{q}$ = 20 MW/m^3, T_1 = 100^{0}C at (x = 0), T_2 = 30^{0}C at (x = 2L), k = 150 W/m.K

Determine the heat flux at (x = 12 cm)

اوجد قيمة الفيض الحراري عند النقطة (x = 12 cm)

2.40 An electric wire, 3-m long and 2-mm in diameter, carries 30 A of electric current. If the voltage drop across the wire is 80 V and the wire surface temperature is 300^{o}C, estimate the maximum temperature in the wire. Assume a thermal conductivity value of 50 W/m.K approximately.

2.40 سلك كهربائي طوله (3-m) وقطره (2-mm) ينقل تياراً كهربائياً مقداره (30 A). فاذا كان فرق الجهد على مدى طول السلك (80 V) وكانت درجة حرارة سطح السلك (300^{o}C), اوجد درجة الحرارة القصوى في السلك مفترضاً بأن الموصلية الحرارية تساوي (50 W/m.K) على وجه التقريب.

2.41 Consider a 2.5-cm diameter and 3-ft long copper rod. The rod generates heat at the rate of 30 MW/m^3. The rod is exposed to room temperature of 25^{o}C and heat transfer coefficient of 600 W/m^2.K. Calculate the surface temperature of the rod. If the thermal conductivity of copper is 400 W/m.K, find the maximum temperature.

2.41 اذا علمت ان قضيباً مصنوع من النحاس قطره (2.5-cm) وطوله (3-ft) يولد الحرارة بمعدل (30 MW/m^3). وكان القضيب موجوداً في غرفة درجة حرارتها (25^{o}C) ومعامل انتقال الحرارة فيها (600 W/m^2.K). احسب درجة حرارة سطح القضيب النحاسي. اذا علمت ان قيمة الموصلية الحرارية للنحاس (400 W/m.K), اوجد درجة الحرارة القصوى.

2.42 An electric current of 500 A flows through a cable having diameter of 6-mm and a resistance of 5.8 x 10^{-4} ohm/m. The cable is subjected to an ambient temperature of 35^{o}C and a heat transfer coefficient of 30 W/m^{2}K. Determine the surface temperature of the cable. If the cable is covered with a layer of insulation, 0.5-mm thick, compute the temperature at the insulation surface and at the cable surface? Assume that the Insulation thermal conductivity is 0.034 W/m.K and the contact resistance is 0.018 m^2. K/W.

2.42 تيار كهربائي مقداره (500 A) يسري في كابل قطره (6-mm) ومقاومته (5.8 x 10^{-4} ohm/m). يتعرض الكابل الى درجة حرارة المحيط البالغة (35^{o}C) والى معامل انتقال حرارة قدره (30 W/m^{2}K). احسب درجة حرارة سطح الكابل. اذا تم تغليف سطح الكابل بطبقة من العازل سمكها (0.5-mm), احسب درجة حرارة سطح الكابل ودرجة حرارة سطح العازل. افترض الموصلية الحرارية للعازل تساوي (0.034 W/m.K) ومقاومة التماس (0.018 m^2. K/W).

2.43 For the bare-wire of problem 2.42, calculate the temperature along the central line of the wire. Use Excel to plot the radial-temperature distribution.

2.43 احسب درجة الحرارة في خط الوسط على امتداد السلك غير المعزول الذي مر ذكره في السؤال (2.42). ارسم تدرج درجة الحرارة في اتجاه نصف القطر مستخدماً برنامج الاكسل.

2.44 An insulated tube having a 10-cm outer diameter generates uniform heat at the rate of 0.2 MW/m^3. The tube wall thickness is 4-mm and its thermal conductivity is 52 W/m.K. The tube is cooled by flowing-water inside the tube at 20^{0}C. (a) Determine the tube inner-surface temperature, (b) conduct a heat balance at the inner surface and (c) calculate the convection heat transfer coefficient for water.

2.44 انبوب معزول حرارياً قطره الخارجي (10-cm), يولد حرارة بمعدل (0.2 MW/m^3), حيث كان سمك جداره (4-mm) ومصليته الحرارية (52 W/m.K). يُبرد الانبوب بواسطة ماء يجري في داخله بدرجة حرارة مقدارها (20^{0}C). (أ) اوجد درجة حرارة سطح الانبوب الخارجي (ب) اجري موازنة حرارية لدى سطح الانبوب الداخلي (ج) احسب معامل انتقال الحرارة بالحمل للماء.

2.45 A cylindrical nuclear fuel element of 24-mm diameter and thermal conductivity 2.1 W/m.K, subjected to a cooling environment at 80^{o}C with a convection coefficient of 5500 W/m^{2}K. The element is covered by a 3-mm layer of aluminum cladding having a thermal conductivity of 26 W/m.K. If the element generates heat at the rate of 5 x 10^8 W/m^3, determine the maximum temperature in the element and plot the temperature distribution.

2.45 عنصر من الوقود النووي اسطواني الشكل قطره (24-mm) وموصليته الحرارية (2.1 W/m.K) يتعرض الى التبريد في محيط يتسم بدرجة حرارة مقدارها (80^{o}C) ومعامل انتقال الحرارة بالحمل مساوياً (5500 W/m^{2}K). وكان عمود الوقود مغلفاً بطبقة من الالمنيوم سمكها (3-mm) وموصليتها الحرارية (26 W/m.K). فاذا علمت ان الوقود يولد حرارة بمعدل (5 x 10^8 W/m^3), احسب درجة الحرارة القصوى في العمود ثم ارسم منحنى توزيع درجة الحرارة.

2.46 Show that the temperature distribution for a solid sphere with heat generation $\dot{q}$, surface temperature T_s, thermal conductivity k and radius r_s is given by

2.46 كرة صلبة تولد حرارة بمعدل ($\dot{q}$), فاذا كانت درجة حرارة سطحها (T_s) وموصليتها الحرارية (k) ونصف قطرها (r_s), اثبت ان معادلة توزيع درجة الحرارة تتخذ الصيغة الآتية

$$T(r) = \frac{r_s^2\,\dot{q}}{6k}\left(1 - \frac{r^2}{r_s^2}\right) + T_s$$

Heat Transfer from Fins

2.47 A steel cylindrical rod of diameter 8-mm and length 12-cm, has a thermal conductivity of 50 W/m.K, protrudes from a base having a temperature of 120°C. The rod is exposed to ambient air at 25°C, and the heat transfer coefficient along the length is 27 W/m^{2}K. Neglecting the heat transfer at the end, calculate the heat flux and plot the temperature distribution.

2.48 Taking into account the heat transfer from the tip of the rod, determine the heat flux for the rod in problem 2.47.

2.49 A very long 8-mm diameter copper-fin of thermal conductivity k = 400 W/m.K, is exposed to a room temperature of 27°C. The base temperature of the fin is maintained at 180°C. If the convection heat transfer coefficient between the fin and the ambient air is 20 W/m.K, determine the rate of heat transfer from the fin.

2.50 To determine the thermal conductivity of a metal rod, two thermocouples are attached on the surface of the 10-cm diameter rod. The rod extends from a base to an environment at 25°C with a heat transfer coefficient of 18 W/m^{2}K. If the temperatures recorded by thermocouples are 150°C at the base and 95°C at a point located 20-cm from the base, find the thermal conductivity of the metal rod.

2.51 Consider a 10-mm long and 2-mm thick carbon steel fin, attached to a circular tube having an outer diameter of 3-cm. If the tube wall is maintained at 170° C, the environment temperature is 25° C, and the convection heat-transfer coefficient is 25 W/m^2.K, calculate the heat lost by the fin.

$k_{carbon\ steel}$ = 45 W/m.K

انتقال الحرارة من الزعانف

2.47 جسم اسطواني الشكل مصنوع من الصلب الحديدي قطره (12-cm) وطوله (12-cm) وموصليته الحرارية (50 W/m.K), متصل بقاعدة درجة حرارتها (120°C). فاذا كان الجسم معرضاً الى محيط درجة حرارته (25°C) والى معامل انتقال حرارة قدره (27 W/m^{2}K) على امتداد طوله, احسب الفيض الحراري مهملاً انتقال الحرارة من نهايته ثم ارسم منحنى توزيع درجة الحرارة.

2.48 أحسب الفيض الحراري للجسم الذي مر ذكره في السؤال 2.47 مع الاخذ بنظر الاعتبار وجود انتقال حرارة من نهايته الى المحيط.

2.49 زعنفة طويلة جداً مصنوعة من النحاس قطرها (8-mm) وموصليتها الحرارية (k = 400 W/m.K) معرضة لدرجة حرراة الغرفة البالغة (27°C), حيث كانت درجة حرارة قاعدتها (180°C). فاذا علمت أن معامل انتقال الحرارة بالحمل بين الزعنفة وهواء المحيط يساوي (20 W/m.K), اوجد معدل انتقال الحرارة من الزعنفة.

2.50 تُسخدم المزدوجات الحرارية احياناً لتقييم الموصلية الحرارية, ولهذا الغرض تم تثبيت مزدوجين على سطح قطعة معدنية اسطوانية الشكل قطرها (10-cm). فاذا كانت القطعة متصلة بقاعدة معدنية وممتدة في محيط درجة حرارته (25°C) ومعامل انتقال الحرارة فيه (18 W/m^{2}K), واذا علمت أن المزدوجات الحرارية تقرأ (150°C) عند القاعدة و (95°C) عند نقطة تبعد (20-cm) عن القاعدة, اوجد قيمة الموصلية الحرارية لقطعة المعدن.

2.51 زعنفة مصنوعة من صلب الحديد الكاربوني طولها (10-mm) وسمكها (2-mm) مثبتة على سطح انبوب دائري المقطع قطره الخارجي (3-cm). فاذا كانت درجة حرارة الجدار (170°C) ودرجة حرارة المحيط (25°C) وكان مقدار معامل انتقال الحرارة في المحيط (25 W/m^2.K), احسب كمية الحرارة المفقودة من الزعنفة.

2.52 An annular metal-fin having a thermal conductivity of 115 W/m.K is attached to a 3-cm pipe. The fin diameter is 7-cm and has a uniform thickness of 1-mm. The pipe wall is at 150°C. The surrounding temperature is 25°C and the heat transfer coefficient has a value of 20 W/m^2K. Evaluate the fin effectiveness.

2.52 زعنفة حلقية مصنوعة من معدن موصليته الحرارية (115 W/m.K) مثبتة على انبوب قطره (3-cm), حيث كان قطر الزعنفة (7-cm) وسُمكِها (1-mm). فاذا علمت ان ودرجة حرارة جدار الانبوب (150°C) ودرجة حرارة المحيط (25°C) ومقدار معامل انتقال الحرارة ($20\ W/m^2K$), احسب فعالية الزعنفة.

2.53 The length of a straight fin, fabricated from an alloy of thermal conductivity 168 W/m.K, is 2-cm. The base of the fin has a thickness of 4-mm and it is maintained at 120°C.The fin is exposed to air at 25°C and heat transfer coefficient of 12 W/m.K. For a unit width, calculate the heat rate and fin efficiency for a rectangular and a triangular profiles.

2.53 زعنفة مستقيمة طولها (2-cm) مصنوعة من سبيكة ذات موصلية حرارية مقدارها (168 W/m.K). فاذا كان سمك قاعدة الزعنفة (4-mm) ودرجة حرارتها ثابتة عند (120°C), وكانت الزعنفة معرضة للهواء بدرجة حرارة قدرها (25°C) ومعامل انتقل الحرارة (12 W/m.K). احسب معدل انتقال الحرارة لكل وحدة عرض من الزعنفة في حالة كونها مستطيلة المقطع, وكذلك مثلثة المقطع, ثم اوجد كفاءة الزعنفة في كلتا الحالتين.

2.54 ***Superheated steam*** flows through 2-in outer-diameter tubes whose walls are maintained at 350°F. Brass fins of outer diameter 7-cm and thickness 1.5-mm are welded to the tubes. There are 200 fins per meter length of each tube with $\frac{1}{16}$-inch spacing between the fins. The ambient temperature is 30°C and the convection coefficient between the fins ad ambient is 35 W/m^2K. Determine the percentage increase in heat transfer per meter length from each tube. Assume: (k_{brass} = 110 W/m.K).

2.54 اذا علمت ان القطر الخارجي لانابيب يجري فيها ***بخار الماء المحمص*** يساوي (2-in) , ودرجة حرارة جدارانها (350°F). وقد تم تثبيت زعانف مصنوعة من البراس على اسطح الانابيب, وكان القطر الخارجي للزعنفة (7-cm) و سمكها مساوياً (1.5-mm). فاذا علمت أن عدد الزعانف لكل متر طول يساوي (200), والمسافة الفاصلة بين كل زعنفتين هي ($\frac{1}{16}$-in), ودرجة حرارة المحيط (30°C) ومعامل انتقال الحرارة ($35\ W/m^2K$), احسب نسبة الزيادة في انتقال الحرارة لكل متر طول من الانبوب نتيجة تثبيت الزعانف. افترض: (k_{brass} = 110 W/m.K)

2.55 Determine the overall heat transfer coefficient for a finned tube from problem 2.54. Consider the value of the contact conductance between the tube surface and the fin to be 1500 W/m^2K.

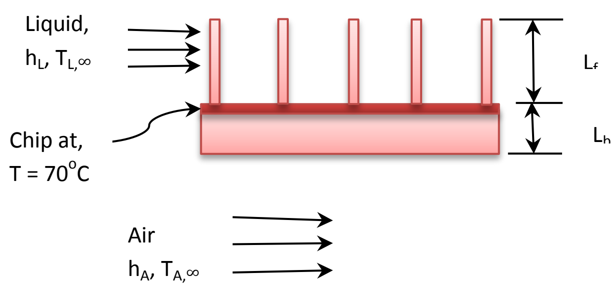
2.55 احسب معامل انتقال الحرارة الكلي لاحد الانابيب المزعنفة التي مر ذكرها في السؤال 2.54, متخذاً القيمة ($1500\ W/m^2K$) لمعامل توصيل التماس الحراري بين الانبوب والزعنفة.

2.56 To maximize the rate of cooling for an integrated circuit, an array of 25 metal-pin fins are mounted on a square-very thin chip having an area of 225 mm^2.

2.56 ثبت صف من (25) زعنفة معدنية مدببة على شريحة رقيقة جداً مربعة الشكل مساحتها ($225\ mm^2$), وذلك لتحقيق اقصى معدل تبريد لعناصر دائرة الشريحة الالكترونية المتكاملة.

The thermal conductivity of the fin is 400 W/m. and the circuit chip is stuck on 6-mm thick board whose thermal conductivity is 0.87 W/m.K. The thermal conductance between the board and the chip is 1200 W/m^2K. The temperature of the chip is to be maintained at about 70°C. Thus, the pins are cooled by a dielectric liquid at 25°C with a heat transfer coefficient of 1100 W/m^2K. The outer face of the board is exposed to room temperature of 27°C and heat transfer coefficient of 45 W/m^2K. If the fin diameter is 1-mm and its length is 20-mm, determine the rate of heat dissipation to maintain the required temperature.

وكانت موصلية الزعنفة الحرارية (400 W/m.K), كما كانت الشريحة ملتصقة بلوح موصليته الحرارية (0.87 W/m.K). بلغت قيمة معامل توصيل التماس الحراري بين اللوح والشريحة (1200 W/m^2K). وللحفاظ على درجة حرارة الشريحة ثابتة عند (70°C), يتم تبريد الزعانف المدببة بواسطة سائل عازل درجة حرارته (25°C) ومعامل انتقال الحرارة فيه (1100 W/m^2K). فاذا كان سطح اللوح الخارجي معرضاً لدرجة حرارة الغرفة البالغة (27°C) والى معامل انتقال حرارة مقداره (45 W/m^2K), وكان قطر الزعنفة (1-mm) وطولها (20-mm), احسب معدل فقدان الحرارة اللازم للاحتفاظ بدرجة الحرارة المطلوبة.



$h_L = 1200\ W/m^2K$, $T_{L,\infty} = 25°C$, $h_A = 45\ W/m^2K$, $T_{A,\infty} = 27°C$

$L_f = 20$ mm, $L_B = 6$ mm

Research Oriented Qustions

اسئلة البحوث القصيرة

2.57 Write an essay on the applications of Fourier law in a refinery.

2.57 اكتب ماتعرفه عن تطبيقات قانون فورير في مصافي النفط.

2.58 Propose a scheme to design thermal insulation of a house and perform some typical calculations.

2.28 اقترح مخطط لتصميم العزل الحراري لمنزل ما, ثم اجري حسابات نموذجية لهذا الغرض.

2.59 How would you minimize the solar heating effect to a building in a hot climate?

2.59 كيف يمكنك تقليل تأثيرات الطاقة الشمسية في بناية تتعرض للطقس الحار؟

2.60 Search for the types and cost of insulating materials for steam pipes.

2.60 اجري بحثاً يخص انواع واسعار المواد العازلة لانابيب بخار الماء.

2.61 What are the practical situations where contact resistance is important? How would the thermal contact resistance affect the design calculations of heat transfer equipment?

2.61 ما هي الحالات العملية التي تكون فيها مقاومة التماس الحرارية مهمة؟ كيف تؤثر مقاومة التماسس في حسابات تصميم معدات انتقال الحرارة؟

2.62 Spherical tanks are used to store LPG, suggest an insulation material for this purpose. Determine the thickness of insulating material for a 10-m diameter LPG-tank.

2.62 تستخدم الخزانات كروية الشكل لخزن مادة الغاز المسيل (LPG), اقترح مادة لعزل الخزان حرارياً. احسب سمك المادة اللازم لعزل خزان قطره (10-m) يستخدم لهذا الغرض.

2.63 How do engineers deal with heat generation during the process of concrete casting?

2.63 كيف يتعامل المهندسون مع ظاهرة توليد الحرارة اثناء عملية صب الخرسانة؟

2.64 Investigate heat generation in nuclear reactors.

2.64 ابحث في موضوع التوليد الحراري في المفاعلات النووية.

2.65 Write an essay on fins, their types and applications in industry.

2.25 اكتب عن الزعانف, انواعها وتطبيقاتها في المصانع.

2.66 Find out about the types and specific-ations of commercial-thermal insulating materials. What factors do you consider for selecting the right type of insulation?

2.66 تَعَرف على انواع ومواصفات مواد العزل الحراري المتوفرة تجارياً, ما هي العوامل التي تعتمدها لاختيار نوع العازل الملائم؟

2.67 How do you determine the critical radius of insulation? How does the optimal thickness of thermal insulation relate to choosing the insulation material? Propose a calculation scheme to plot the cost curves for a 10-cm carbon steel pipe insulated by glass wool.

2.67 كيف تحدد مقدار نصف قطر العزل الحرج؟ وكيف يؤثر تقييم سمك العازل الحراري الامثل في اختيار نوع مادة العزل؟ اقترح طريقة لاجراء الحسابات ثم ارسم منحنيات الكلفة لانبوب مصنوع من صلب الحديد الكاربوني قطره (10-cm) معزول بمادة الصوف الزجاجي.

Chapter 3

الفصل الثالث

Two-Dimensional Steady conduction

التوصيل المستقر ثنائي البعد

Learning objectives of chapter 3

When you have completed this chapter you should be able to

1. Derive the heat diffusion equation.
2. Solve the two-dimensional steady conduction equation to obtain the temperature distribution.
3. Apply the analytical solution to a rectangular flat plate.
4. Use of conduction shape factor to solve conduction problems.
5. Perform numerical solution for the two-dimensional conduction equ - ation.
6. Apply the matrix inversion method to solve the finite difference-linear equations.

اهداف دراسة الفصل الثالث

بعد الانتهاء من دراسة هذا الفصل ستتمكن من

1. اشتقاق معادلة الانتشار الحراري.
2. حل معادلة التوصيل المستقر في وسط ثنائي البعد للحصول على توزيع درجة الحرارة.
3. تطبيق الحل التحليلي على صفيحة مستوية مستطيلة الشكل.
4. استخدام معامل الشكل التوصيلي لحل مسائل التوصيل.
5. انجاز الحل العددي لمعادلة التوصيل ثنائي البعد.
6. تطبيق طريقة معكوس المصفوفات لحل معادلات الفروقات المحدودة الخطية.

Does heat flow in one direction only?

هل تسري الحرارة باتجاه واحد فقط؟

It is known that one-dimensional conduction is limited to one direction of heat flow. On the other hand, two or three-dimensional conduction may occur in many practical circumstances. For example, heat conductive transfer along the length of a cylinder is multi-dimensional. However, for a long cylinder, the conduction may be reduced to one-dimensional in the radial direction.

In this chapter, we will discuss the two-dimensional steady state conduction and review some common solutions for the relevant equations. One solution of the two-dimensional equation may be achieved by the exact analytical method based on the separation of variables. The other well-known solution is the numerical approach which employs the finite difference technique. The large number of linear equations associated with this method can be readily solved by computers. The solution of such equations may lead to the prediction of temperatures and heat rates in the two dimensional mediums. In this regard, a number of software packages are available in the Internet to deal with conduction numerical solutions.

المعلوم ان التوصيل الحراري في وسط احادي البعد هو انتقال الحرارة بإتجاه واحد, ومن ناحية اخرى, قد يحدث التوصيل في وسط ثنائي او ثلاثي البعد في كثير من الحالات العملية. فمثلاً, يُعد انتقال الحرارة على امتداد طول جسم اسطواني الشكل توصيلاً متعدد الابعاد, ولكن في حالة اعتبار الجسم الاسطواني طويلاً يمكن اختزال التوصيل الى توصيل احادي البعد باتجاه نصف القطر.

نبحث في هذا الفصل التوصيل المستقر ثنائي البعد, وسنتعرض الى بعض الحلول الشائعة لمعادلاته. ان احدى طرق حل معادلة التوصيل ثنائي البعد هي طريقة الحل التحليلي المضبوط التي تستند الى مبدأ فصل المتغيرات. وهناك طريقة أخرى لحل المعادلة تعتمد النهج العددي الذي يستند الى تقنية الفروقات المحدودة, وفي هذا السياق يمكن استخدام الحاسبات الالكترونية لحل العدد الكبيرمن المعادلات الخطية الناتجة عن هذه التقنية. وان الحل العددي للمعادلات الخطية العديدة سيسهل التنبؤ بدرجات الحرارة وقيم معدل انتقال الحرارة في الاوساط ثنائية البعد. وتجدر الاشارة هنا الى توفرعدد من البرامجيات الجاهزة في الانترنت لتطبيقها في حل مسائل التوصيل الحراري بالطريقة العددية.

3.1 The Heat Diffusion Equation

In chapter 2, we studied steady state one-dimensional conduction. We also looked at the temperature distribution for different shapes. However, heat may flow in more than one direction. Hence, a two or a three dimensional heat transfer analysis will be required. To determine how the temperature varies with position in more than one direction, we first need to develop a comprehensive heat transfer equation. Furthermore, solving this conduction equation should provide the temperature distribution in one, two or three dimensions. Also, this equation may offer a basis for ***unsteady state conduction*** leading to a relationship for the variation of temperature with time. To derive the required differential equation, we apply an energy balance on ***differential control volume*** (dx.dy.dz) as shown in Figure 3.1.

3.1 معادلة الانتشار الحراري

لقد درسنا في الفصل الثاني التوصيل الحراري احادي البعد, كما تطرقنا الى موضوع توزيع درجة الحرارة في اجسام ذات اشكال مختلفة. ولكن الحرارة قد تسري باكثر من اتجاه في آن معاً, وهذا يتطلب اجراء التحليلات لانتقال الحرارة ببعدين او ثلاثة ابعاد. ولتحديد كيف تتغير درجة الحرارة عندما يتغير الموقع باكثر من اتجاه, علينا اولاً اشتقاق معادلة شاملة لانتقال الحرارة. حيث يجب ان يمنح حل هذه المعادلة علاقات لتوزيع درجة الحرارة ببعد واحد او ببعدين او بثلاثة ابعاد. علاوة على ذلك, ينبغي ان تشكل هذه المعادلةً اساساً لتحليلات ***التوصيل الحراري غير المستقر***, اي انها ستوفر لنا علاقة بين تغير درجة الحرارة وتغير الزمن. ولغرض اشتقاق المعادلة التفاضلية المطلوبة, يقتضي اجراء موازنة طاقة حرارية على ***حجم التحكم التفاضلي*** (dx.dy.dz), كما هو مبين في الشكل 3.1.

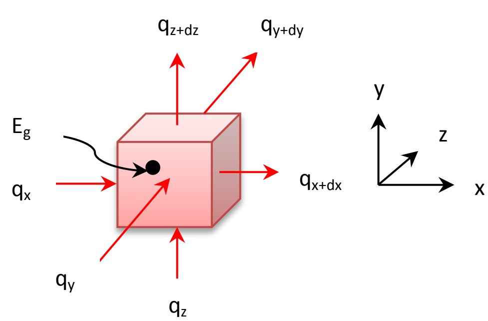


Figure 3.1 الشكل

Differential control volume حجم التحكم التفاضلي

In Figure 3.1, q_x, q_y and q_z refers to the rate of heat conduction at the x, y and z coordinate locations, whilst the ***heat generation*** is denoted by E_g.

ففي الشكل 3.1, تمثل الرموز (q_x و q_y و q_z) معدلات انتقال الحرارة في الاتجاهات (x و y و z) , بينما يتخذ ***التوليد الحراري*** الرمز (E_g).

The heat generation E_g in W is expressed as

يُكتب التوليد الحراري (E_g) بوحدات (W) بالصيغة

$$E_g = \dot{q}\,(dx.dy.dz) \qquad (3.1)$$

$\dot{q}$ = rate of heat generated per unit volume.

$\dot{q}$ = معدل توليد الحرارة لكل وحدة حجم.

The heat energy balance on the differential control volume will be

وتُكتب موازنة الطاقة الحرارية لحجم التحكم التفاضلي على النحوالتالي

Heat energy in E_{in} + heat generation Eg = Heat energy out E_{out} + heat storage E_s

الطاقة الحرارية الداخلة (E_{in}) + التوليد الحراري (E_g) = الطاقة الحرارية الخارجة (E_{out})+ الحرارة المخزونة (E_s)

The energy storage in the control volume is

الحرارة المخزونة في حجم التحكم هي

$$E_s = \rho\, C_p \frac{\partial T}{\partial t}\,(dx\ dy\ dz) \qquad (3.2)$$

where ($\rho\ C_p \frac{\partial T}{\partial t}$) is the rate of change of stored energy per unit volume.

Thus, the general balance equation is

حيث يمثل ($\rho\ C_p \frac{\partial T}{\partial t}$) معدل تغير الطاقة المخزونة لكل وحدة حجم.

وهكذا تصبح معادلة توازن الطاقة العامة الآتي

$$E_{in} + E_g = E_{out} + E_s \qquad (3.3)$$

Note that E_{in} and E_{out} in equation (3.4) represent conduction heat transfer, thus substitution gives

تجدر الملاحظة ان كل من (E_{in}) و(E_{out}) في المعادلة (3.4) يمثلان الطاقة الناجمة عن انتقال الحرارة بالتوصيل الحراري فقط, وبالتعويض في المعادلة (3.3) نحصل على

$$q_x + q_y + q_z + \dot{q}\,(dx.dy.dz) = q_{x+dx} + q_{y+dy} + q_{z+dz} + \rho\, C_p \frac{\partial T}{\partial t}\,(dx\ dy\ dz) \qquad (3.4)$$

The exiting conduction rates are expressed as

وتكتب معدلات التوصيل الحراري الخارجة من حجم التحكم كالآتي

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \qquad (3.5a)$$

$$q_{y+dy} = q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy \qquad (3.5b)$$

$$q_{z+dz} = q_x + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz \qquad (3.5c)$$

Substituting equations (3.5) into equation (3.4), we obtain

وبتعويض المعادلات الثلاثة المرقمة (3.5) في المعادلة (3.4) نحصل على,

$$\dot{q}\,(dx.dy.dz) = \frac{\partial q_x}{\partial x} dx + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz + \rho\, C_p \frac{\partial T}{\partial t} (dx\, dy\, dz) \qquad (3.6)$$

The conduction rates can be evaluated from Fourier's law,

نستطيع الآن استخدام قانون فوريرلتقييم معدلات التوصيل الحراري,

$$q_x = -\, k\, dy\, dz \frac{\partial T}{\partial x} \qquad (3.7a)$$

$$q_x = -\, k\, dx\, dz \frac{\partial T}{\partial y} \qquad (3.7b)$$

$$q_x = -\, k\, dx\, dy \frac{\partial T}{\partial z} \qquad (3.7c)$$

Introducing equations (3.7) into equation (3.6) and dividing by (dx dy dz) gives

وبادخال المعادلات (3.7) في المعادلة (3.6) والقسمة على (dx dy dz) ينتج

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(k \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k \frac{\partial T}{\partial z}\right) + \dot{q} = \rho\, C_p \frac{\partial T}{\partial t} \qquad (3.8)$$

Equation (3.8) is the general form of the heat diffusion equation in ***Cartesian coordinates.***

تُعد المعادلة (3.8) الصيغة العامة لمعادلة الانتشار الحراري ***بالاحداثيات الديكارتية***.

For a constant thermal conductivity, equation (3.8) is simplified to

وفي حالة ثبوت الموصلية الحرارية تُبسط المعادلة الى الصيغة

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{1}{\alpha}\frac{\partial T}{\partial t} \qquad (3.9)$$

where α is the ***thermal diffusivity*** was defined by equation (2.34),

حيث ان α هي ***الانتشارية الحرارية*** التي تم تعريفها بالمعادلة (2.34),

$$\alpha = \frac{k}{\rho\, C_p} \qquad \text{(Eq. 2.34)}$$

Note that equation (3.9) is mentioned in chapter 2 as equation (2.33).
Under steady state conditions and constant thermal conductivity, the storage term can be eliminated and equation (3.9) reduces to

تجدر الملاحظة هنا بأن المعادلة (3.9) مذكورة في الفصل الثاني حاملة الرقم (2.33).
وتحت ظروف حالة الاستقرار وثبات الموصلية الحرارية, يمكن حذف حد الخزن الحراري فتختزل المعادلة (3.9) الى

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = 0 \qquad (3.10)$$

Solving Equation (3.10), with the proper boundary conditions for a solid shape, yields the temperature distribution in three dimensions.

وباستخدام الشروط الحدودية الملائمة يمكننا حل المعادلة (3.10) للحصول على توزيع درجة الحرارة بالابعاد الثلاثة.

The ***two-dimensional steady state conduction equation*** will therefore be

اما ***معادلة التوصيل المستقر ثنائي البعد*** فهي تتخذ الصيغة

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\dot{q}}{k} = 0 \qquad (3.11)$$

To obtain the temperature distribution in two dimensions, equation (2.11) must be solved for some known boundary conditions.

وللحصول على توزيع درجة الحرارة ببعدين يجب حل المعادلة (2.11) بشروط حدودية معلومة.

We can write the general form of the heat diffusion equation in ***cylindrical coordinates*** with a constant thermal conductivity as

يمكننا كتابة الصيغة العامة لمعادلة الانتشار الحراري ***بالاحداثيات الاسطوانية*** وبثبوت الموصلية الحرارية على النحو الآتي

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}+\frac{\dot{q}}{k}=\frac{1}{\alpha}\frac{\partial T}{\partial t} \qquad (3.12)$$

where r is the radius and ø is the ***angular coordinate.***

حيث يمثل (r) نصف قطر الشكل الاسطواني و (ø) ***احداثي الزاوية*** .

In ***spherical coordinates***, the general form of the equation is

والصيغة العامة للمعادلة ***بالاحداثيات الكروية*** هي

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2\frac{\partial T}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2\sin\theta}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\sin\theta\,\frac{\partial T}{\partial \theta}\right)+\frac{1}{r^2\sin^2\theta}\frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2}+\frac{\dot{q}}{k}=\frac{1}{\alpha}\frac{\partial T}{\partial t} \qquad (3.13)$$

Where r is the radius of the sphere Ø and θ are the ***angular coordinates***.

وهنا (r) هو نصف قطر الكرة, ويمثل (Ø) و (θ) ***الاحداثيات الزاوِية*** .

Note that, for steady state one-dimensional conduction, equations (3.12) and (3.13) can be simplified to determine the temperature distribution.

وتجدر الاشارة الى امكان تبسيط المعادلتين (3.12) و (3.13) لغرض تقييم تدرج درجة الحرارة للتوصيل المستقر احادي البعد.

3.2 Temperature Distribution- two Dimensions

3.2 توزيع درجة الحرارة - ثنائي البعد

To obtain the temperature distribution for two-dimensional steady conduction, we need to solve equation (3.11). However, for steady state with no heat generation and constant thermal conductivity, the equation is reduced to

اذا اردنا الحصول على توزيع درجة الحرارة للتوصيل المستقر في وسط ثنائي البعد فالامر يستلزم حل المعادلة (3.11). ولكن في حالة الاستقرار مع ثبوت الموصلية الحرارية وبدون توليد حراري, تُختزل المعادلة الى

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}=0 \qquad (3.14)$$

Solving equation (3.14), provides the temperature values at different locations T(x y). The heat transfer rates q_x and q_y in the x and y directions can then be evaluated by applying Fourier's law,

يوفر لنا حل المعادلة (3.14) قيم درجات الحرارة في مواقع مختلفة ممثلة بالمتغير [T(x,y)]. بعد ذلك, يمكننا استخدام قانون فورير لتخمين معدلي انتقال الحرارة (q_x) و (q_y) في الاتجاهين (x) و (y),

$$q_x = -k\, A_x \frac{\partial T}{\partial x} \qquad (3.15a)$$

$$q_y = -k\, A_y \frac{\partial T}{\partial y} \qquad (3.15b)$$

There is more than one way to solve equation (3.14); the exact mathematical or ***analytical solution*** and the approximate methods including ***graphical*** and ***numerical techniques***. The analytical method, which provides exact values at any point, is based on the mathematical technique known as ***separation of variables***. This method may be applied to determine the temperature as a ***continuous function*** of x and y. However, the analytical solution is restricted to simple geometrical shapes because of the complexity of the boundary conditions. Meanwhile, the graphical and numerical methods can only provide approximate values of temperature at discrete points. Nowadays, computer software packages are used extensively to tackle multi-dimensional conduction. Note that the numerical methods may be applied to set up computer programs to solve a wide range of complex engineering problems.

وهناك اكثر من طريقة لحل المعادلة (3.14), بما في ذلك الحل الرياضي المضبوط او ***الحل التحليلي***, اضافة الى طريقة الحلول التقريبية التي تضم كل من ***تقنيات رسم الخطوط البيانية*** و ***التقنيات العددية***. وتوفر الطريقة التحليلية قيماً دقيقة في اي نقطة كانت, وهي تستند الى عملية رياضية تسمى ***فصل المتغيرات***, حيث تطبق هذه الطريقة لتحديد درجة الحرارة ***كدالة متصلة*** لكل من (x) و (y). ونظراً لصعوبة وتعقيد الشروط الحدودية يُقتصر الحل التحليلي على الاجسام ذات الاشكال الهندسية البسيطة. علماً ان طريقتي الحل العددي ورسم الخطوط البيانية توفر فقط قيماً تقريبية لدرجة الحرارة في نقاط منفردة.

تُستخدم في الوقت الحاضر برامج الكومبيوتر الجاهزة لمعالجة حالات التوصيل- متعدد الابعاد على نطاق واسع. وتجدر الاشارة هنا الى امكان تطبيق الطرق العددية لاعداد مثل هذه البرامج وحل الكثير من المسائل الهندسية المعقدة.

3.3 Analytical Solution

3.3 الحل التحليلي

Consider the thin rectangular plate shown in Figure 3.2 (*or a long rod in the z direction*). Three sides of the plate are maintained at the constant temperature T_1, and the upper side

لنتخذ صفيحة نحيفة, كما هو مبين في الشكل 3.2, [*وهذا ينطبق ايضاً على جسم مستطيل المقطع طويل وممتد بالاتجاه (z)*]. تم تثبيت درجة الحرارة (T_1) في ثلاثة من جوانب الصفيحة, بينما كانت درجة حرارة الجانب العلوي

has a constant temperature T_2. Ignoring heat transfer in the z direction implies ($\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0$). Therefore, we can apply equation (3.14) for x and y, and solve it by the separation of variables method.

ثالبتة عند (T_2). يؤدي اهمال انتقال الحرارة بالاتجاه (z) الى حقيقة ان ($\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0$), لذا يمكننا تطبيق المعادلة (3.14) وحلها بطريقة فصل المتغيرات.

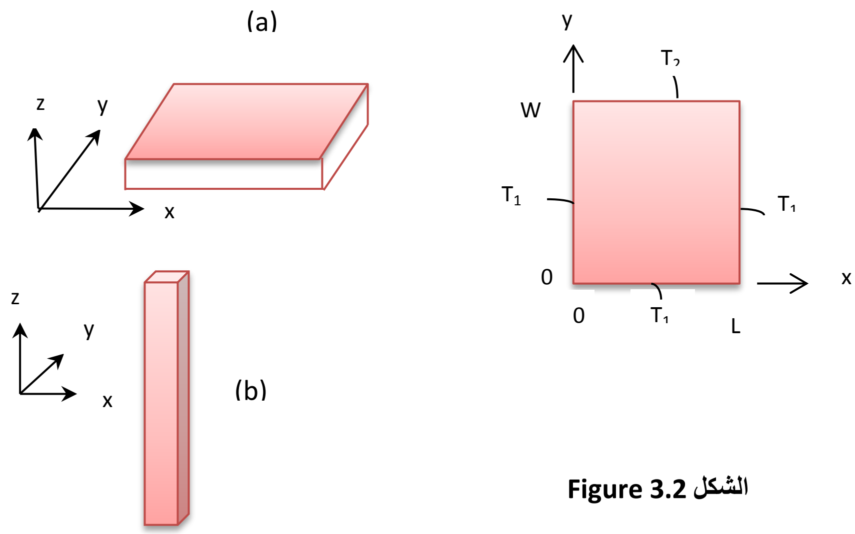


Figure 3.2 الشكل

(a) Thin Rectangular plate صفيحة رقيقة مستطيلة الشكل

(b) Long rod الجسم الطويل

To simplify the solution we use the non-***dimensional temperature*** θ, written as

ولتبسيط الحل نستخدم ***درجة الحرارة غيرالبعدية*** (θ) التي تُكتب بالصيغة

$$\theta = \frac{T - T_1}{T_2 - T_1} \qquad (3.16)$$

Now, we substitute equation (3.16) into equation (3.14),

الآن نعوض المعادلة (3.16) في المعادلة (3.14),

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} = 0 \qquad (3.17)$$

The boundary conditions for the second order differential equation (3.17) are

الشروط الحدودية للمعادلة التفاضلية من الدرجة الثانية (3.17) هي

$$(a)\ \theta\,(0\,,y)=0 \quad , \quad (b)\ \ \theta\,(x\,,0)=0$$

$$(c)\ \theta\,(L\,,y)=0 \quad , \quad (d)\ \ \theta\,(x\,,W)=1$$

Assuming that the solution can be expressed as a product of two functions, namely X(x) and Y(y), thus

ولو افترضنا انه يمكن وضع الحل في صيغة ناتج ضرب متغيرين (X(x)) و (Y(y)), فسوف نحصل على

$$\theta\,(x, y) = X(x)\,.\,Y(y) \qquad (3.18)$$

Substituting in equation (3.17) and dividing by XY gives

وبالتعويض في المعادلة (3.17) وتقسيمها على (XY) ينتج

$$-\frac{1}{X}\frac{d^2X}{dx^2}=\frac{1}{Y}\ \frac{d^2Y}{dy^2} \qquad (3.19)$$

Note that each side of Equation (3.19) is independent of the other, because x and y are ***independent variables***. This implies that the differential equation is separable. Now, if each side is equal to the same separation constant λ^2, we may obtain two ***ordinary differential equations*** in terms of this constant

لاحظ بأن كل طرف من المعادلة (3.19) هو غير معتمد على الطرف الآخر, وذلك لان (x) و (y) هما ***متغيران مستقلان***, وهذا يعني ان المعادلة التفاضلية قابلة للفصل. والآن, اذا جعلنا كل طرف يساوي مقدار ثابت لفصل المتغيرات رمزه (λ^2), يمكننا وضع ***معادلتين تفاضليتين اعتياديتين*** بدلالة هذا المقدار الثابت على النحو الآتي

$$\frac{d^2X}{dx^2} + \lambda^2\,X = 0 \qquad (3.20)$$

$$\frac{d^2Y}{dy^2}\ - \lambda^2\,Y = 0 \qquad (3.21)$$

In order to finalize the solution, the value of the constant λ^2 should be evaluated from the boundary conditions.

ولاتمام الحل, ينبغي ايجاد قيمة الثابت (λ^2) من الشروط الحدودية.

The general solution of equations (3.20) and (3.21) may be written as

يمكن كتابة الحل العام للمعادلتين (3.20) و (3.21) على النحو التالي

$$X = C_1 \cos \lambda x + C_2 \sin \lambda x \qquad (3.22)$$

$$Y = C_3 e^{-\lambda y} + C_4 e^{\lambda y} \qquad (3.23)$$

Since θ = X.Y, substitution provides the following relation

بما ان (θ = X.Y), لذا فالتعويض ينتج المعادلة الآتية

$$\theta = (C_1 \cos \lambda x + C_2 \sin \lambda x)(C_3 e^{-\lambda y} + C_4 e^{\lambda y}) \qquad (3.24)$$

Applying the boundary conditions (a) and (b) to equation (3.24), we obtain $C_1 = 0$ and $C_3 = - C_4$.

وبتطبيق الشروط الحدودية (a) و(b) على المعادلة (3.24) نحصل على ($C_1 = 0$) و ($C_3 = - C_4$).

Applying condition (c) yields:

كما ينتج عن تطبيق الشرط (c):

$$C_2 C_4 \sin \lambda L (e^{\lambda y} - e^{-\lambda y}) = 0$$

The above condition is satisfied by assigning discrete values to λ, for which sin λL = 0, these values must therefore be of the form

ولاستيفاء الشرط اعلاه, نعين قيم منفردة للثابت (λ) على ان يكون عندها (sin λL = 0), ولذلك يجب ان تتخذ هذه القيم الصيغة الآتية

$$\lambda = \frac{n\pi}{L} \qquad n = 1, 2, 3 \ldots\ldots \qquad (3.25)$$

The integer 0 is excluded because it will yield θ (x,y) = 0, thus the solution is

لقد استثنينا الصفر, لان الرقم (0) سيؤدي الى النتيجة (θ (x,y) = 0), اذن الحل هو

$$\theta = C_2 C_4 \sin \left(\frac{n\pi x}{L}\right) \left(e^{n\pi y/L} - e^{-n\pi y/L}\right) \qquad (3.26)$$

The solution of the differential equation can now be written as a sum of the solutions for each value of n. Consequently, in the final solution may be expressed in the form an ***infinite series***,

نستطيع الآن كتابة الحل للمعادلة التفاضلية كمجموع حلول لكل قيمة يتخذها (n). ولهذا السبب نكتب الحل النهائي بصيغة ***متسلسلة لا نهائية***,

$$\theta(x, y) = \sum_{n=1}^{\infty} c_n \sin(\frac{n\pi x}{L}) \sinh(\frac{n\pi y}{L}) \qquad (2.27)$$

where: $\sinh(\frac{n\pi y}{L}) = (e^{n\pi y/L} - e^{-n\pi y/L})/2$

where C_n is a constant whose value may depends on n.

To evaluate the constant C_n, we apply the boundary condition (d) to equation (2.27),

حيث ان (C_n) هو ثابت تعتمد قيمته على (n).

ولتقييم الثابت (C_n), نطبق الشرط الحدودي (d) على المعادلة (2.27),

$$\theta(x, W) = 1 = \sum_{n=1}^{\infty} c_n \sin(\frac{n\pi x}{L}) \sinh(\frac{n\pi W}{L}) \qquad (2.28)$$

Equation (2.28) is a sine ***Fourier series***, and by expanding for unity over the interval $0 < x < L$, we obtain,

تُعد المعادلة (2.28)صيغة ***لمتسلسلة فورير***, وبحلها للرقم واحد باعتبار (x) محدداً بالقيم ($0 < x < L$) نحصل على,

$$1 = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{\pi} \frac{(-1)^{n+1}+1}{n} \sin(\frac{n\pi x}{L}) \qquad (2.29)$$

By comparing equation (2.28) with equation (2.29), we find the value of the constant C_n to be

وبمقارنة المعادلة (2.28) مع (2.29) نتوصل الى قيمة الثابت (C_n) كما هو آت

$$C_n = \frac{2[(-1)^{n+1}+1]}{n\,\pi \sinh(\frac{n\pi W}{L})} \qquad n = 1, 2, 3, \ldots \qquad (2.30)$$

Substitution of equation (2.30) into equation (2.27) yields the following final solution

وان تعويض المعادلة (2.30) في المعادلة (2.27) يعطي الحل النهائي الآتي

$$\theta(x, y) = \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[(-1)^{n+1}+1]}{n} \sin\frac{n\pi x}{L} \frac{\sinh(\frac{n\pi y}{L})}{\sinh(\frac{n\pi W}{L})} \qquad (2.31)$$

The values of $\theta(x, y)$ can be calculated from equation (2.31) which is a ***convergent series***. However, the complexity of the analytical solution for conduction problems depends on the boundary conditions, which are often governed by the shape of the solid object. The solution of differential equations for irregular shapes is mathematically complex and may require a good knowledge of special functions, such as the ***Fourier series*** and ***Bessel function***. Consequently, we need to utilize some other methods to deal with thermal conduction through complex configurations.

يمكننا حساب قيم [$\theta(x, y)$] من المعادلة (2.31) التي هي ***متسلسلة تقاربية*** . الا ان تعقيدات الحل التحليلي لمسائل التوصيل الحراري تعتمد على طبيعة الشروط الحدودية, وغالباً ما يتحكم الشكل الهندسي للجسم الصلب المعرض لانتقال الحرارة بطبيعة هذه الشروط. لذا فإن حل المعادلات التفاضلية للاشكال غير النظامية معقد رياضياً وقد يتطلب معرفة جيدة للدوال الخاصة, مثل ***متسلسلة*** فورير و ***دالة بسل***. ولهذا السبب يجب اللجوء الى استخدام طرق اخرى لدراسة التوصيل الحراري عبرالاشكال الهندسية المعقدة.

3.4 Conduction Shape Factor

3.4 عامل الشكل التوصيلي

Two-dimensional conduction problems can be solved by a method based on the ***conduction shape factor*** S. In this regard, the rate of heat transfer q between two surfaces maintained at constant temperatures T_1 and T_2 is defined as

يمكننا حل مسائل التوصيل الحراري في وسط ثنائي البعد باستخدام طريقة تستند الى ***عامل الشكل التوصيلي*** (S), وفي هذا السياق نُعرّف معدل انتقال الحرارة (q) بين سطحين درجة حرارتهما (T_1) و (T_2) بدلالة (S) كالآتي

$$q = S\,k\,(T_1 - T_2) \tag{3.32}$$

where k is the thermal conductivity of the medium between the two surfaces. The conduction shape factor can also be related to the thermal resistance by

حيث ان الرمز(k) يمثل الموصلية الحرارية للوسط الموجود بين السطحين. كما يمكن ربط عامل الشكل بالمقاومة الحرارية على النحوالآتي

$$R = \frac{1}{k\,S} \tag{3.33}$$

Determination of shape factors for common geometries may be achieved by applying equation (3.33). For example the conduction shape factor for the wall of a long pipe is obtained by combining equations (2.25) and (3.33), thus

نستطيع تقييم عامل الشكل للاشكال الهندسية المألوفة بتطبيق المعادلة (3.33), فمثلاً نستنبط معامل الشكل التوصيلي لجدار الانبوب الطويل بجمع المعادلتين (2.25) و (3.33), اذن

$$R_{cylinder} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\,\pi\,kL} = \frac{1}{k\,S}$$

$$\therefore S_{cylinder} = \frac{2\,\pi\,L}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \qquad (3.34)$$

where L is the length of the pipe, r_1 is the inner radius and r_2 is the outer radius. Similarly, we can evaluate the shape factor for other simple configurations such as plane walls and spheres. However, shape factors for many complicated systems have been computed analytically.

Expressions for some common configurati - ons are given in Table 3.1. In addition, comprehensive tables are available in heat transfer literature. Note that, if we know the shape factor for two surfaces of at constant temperatures and the thermal conductivity of the medium in between, we can compute the heat transfer rate by applying equation (3.32).

يمثل (L) طول الانبوب و(r_1) نصف قطره الداخلي و (r_2) نصف قطره الخارجي. وبطريقة ممثالة, يمكننا حساب معامل الشكل التوصيلي للاشكال الهندسية البسيطة الآخرى كالجدار المستوي والكرة. وتجدر الاشارة هنا الى توفرمعادلات تخص معامل الشكل لمنظومات معقدة كثيرة والتي تم تقيمها بواسطة الطرق التحليلية.

يبين الجدول 3.1 معادلات لبعض الاشكال الشائعة, هذا بالاضافة الى وجود جداول شاملة في مصادر انتقال الحرارة. وتجدر الملاحظة بأن معرفة قيمة عامل الشكل لسطحين بدرجات حرارة ثابتة, ومعرفة قيمة الموصلية الحرارية للوسط بينهما, تمكننا من حساب معدل انتقال الحرارة باستخدام المعادلة (3.32).

Example 3.1

المثال 3.1

Determine the conduction shape factor for a spherical wall.

اوجد عامل الشكل التوصيلي لجدار كروي الشكل.

Solution

الحل

$$R_{sphere} = \frac{r_2 - r_1}{4\pi k r_1 r_2} \qquad \text{(Eqn. 2.29)}$$

$$R_{sphere} = \frac{1}{k\,S}$$

$$S = \frac{1}{k\,R_{sphere}} = \frac{4\pi r_1 r_2}{r_2 - r_1}$$

Table 3.1 الجدول

Conduction Shape factor for some heat transfer systems

عامل الشكل التوصيلي لبعض منظومات انتقال الحرارة

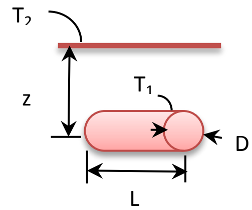
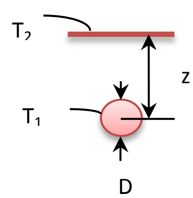
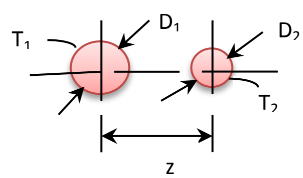
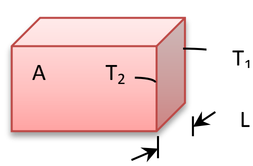
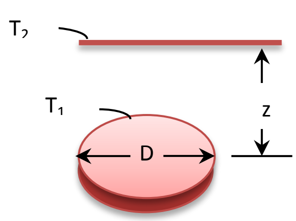
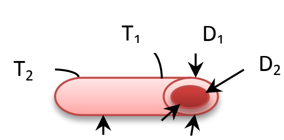
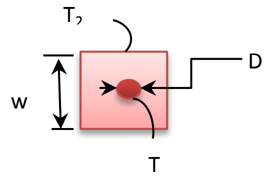
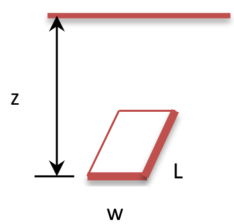
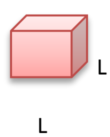
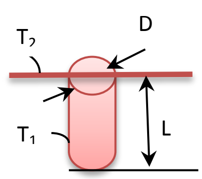
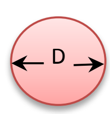
Configuration	Schematic	Shape Factor
1- Isothermal cylinder of length L buried in a semi-infinite medium (L >> D , z > 1.5D) اسطوانة درجة حرارتها ثابتة مدفونة في وسط شبه لانهائي		$S = \frac{2\pi L}{\ln\left(\frac{4z}{D}\right)}$
2- Isothermal sphere buried in a semi-infinite medium (z > 2D) كرة درجة حرارتها ثابتة مدفونة في وسط شبه لانهائي		$S = \frac{2\pi D}{1-\left(\frac{D}{4z}\right)}$
3- Two parallel isothermal cylinders buried in an infinite medium ($L >> D_1 . D_2$, z) اسطوانتان متوازيتان ثابتتا درجة الحرارة مدفونتان في وسط شبه لانهائي		$S = \frac{2\pi L}{\cosh^{-1}\left(\frac{4z^2 - D_1^2 - D_2^2}{2D_1D_2}\right)}$
4- Large plane wall الجدار المستوي		$S = \frac{A}{L}$
5- Disc buried parallel to the semi-infinite medium (z >> D) قرص مدفون في وسط شبه لانهائي		S = 4D (S = 2D when z =0)
6- A long cylindrical wall of length L جدار اسطواني طويل جداً		$S = \frac{2\pi L}{\ln\left(\frac{D_1}{D_2}\right)}$

Table 3.1 (continued) **الجدول 3.1 (تابع)**

Configuration	Schematic	Shape Factor
7- Circular isothermal cylinder of length L centered in a square solid of equal length اسطوانة درجة حرارتها ثابتة طولها (L) تتوسط مادة صلبة مربعة المقطع بنفس طول الضلع		$S = \frac{2\pi L}{\ln\left(\frac{1.08\,w}{D}\right)}$
8- Thin rectangular plate of Length L, buried in semi-infinite medium having isothermal surface (z >> w) , (w > L) صفيحة سمكها نحيف مستطيلة المقطع مدفونة في وسط شبه نهائي		$S = \frac{2\pi w}{\ln\left(\frac{4\,w}{L}\right)}$
9- Buried cube in infinite Medium مكعب مدفون في وسط شبه نهائي		S = 8.24 L
10- Vertical Cylinder buried in a semi-infinite medium (L >> D) اسطوانة عمودية مدفونة في وسط شبه لانهائي بشكل عمودي		$S = \frac{2\pi L}{\ln\left(\frac{4L}{D}\right)}$
11- Isothermal sphere buried in an infinite medium جسم كروي درجة حرارته ثابتة مدفون في وسط لانهائي		$S = 2\pi D$

Example 3.2

A horizontal 6-in diameter steam pipe has a length of 40-ft is buried in the earth at a depth of 3-ft. The pipe-wall temperature is 85°C, and the earth surface temperature is 7°C. Determine the amount of heat lost by the pipe. The thermal conductivity of the earth is 0.91 W/m.K approximately.

المثال 3.2

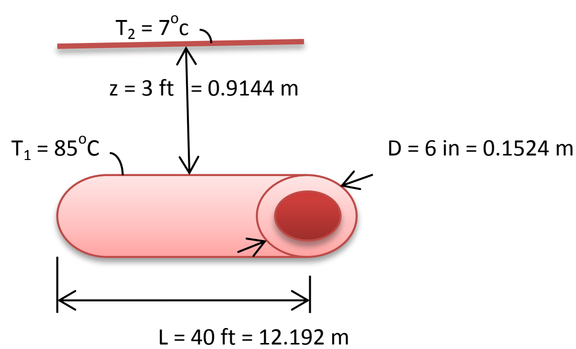
انبوب قطره (6-in) وطوله (40-ft) ينقل بخار الماء, ويمتد افقياً بعمق (3-ft) تحت سطح الارض. فاذا كانت درجة حرارة جدار الانبوب (85°C) ودرجة حرارة الارض (7°C), احسب كمية الحرارة المفقودة من الانبوب, علماً ان مقدارالموصلية الحرارية (0.91 W/m.K) على وجه التقريب.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



k = 0.91 W/m.K

Find:

المطلوب ايجاده:

The heat lost by the pipe.

كمية الحرارة المفقودة من الانبوب.

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Two-dimensional conduction.
3. Constant thermal conductivity.
4. Isothermal pipe wall.

الافتراضات:

1. ظروف الاستقرار سائدة.
2. التوصيل هو توصيل ثنائي البعد.
3. ثبوت الموصلية الحرارية.
4. جدار الانبوب يخضع لدرجة حرارة ثابتة.

Analysis:

Since L >> D and z > 3D/2, we can use the

التحليلات:

بما ان (L >> D) و (z > 3D/2), لذا نستطيع استخدام

equation for the horizontal isothermal cylinder to estimate the shape factor (Table 3.1), thus

المعادلة التي تخص الاسطوانة الافقية ثابتة درجة الحرارة لحساب معامل الشكل (انظر الجدول 3.1), اذن

$$S = \frac{2\pi L}{\ln\left(\frac{4z}{D}\right)}$$

$$S = \frac{2\pi \text{ x } 12.192}{\ln\left(\frac{4\text{x}0.9144}{0.1524}\right)} = 24.104 \text{ m}$$

$$q = S\,k\,\Delta T$$

q = 24.104 x 0.91 x (85 -7) = <u>1710.901 W</u>

Comments:

1. The units of S depend on the units of the dimensions in each equation.
2. Heat is transferred from the pipe to the earth surface through the soil by conduction.

الملاحظات:

1. تعتمد وحدات (S) على وحدات الابعاد المستخدمة في كل معادلة.
2. تنتقل الحرارة من الانبوب الى سطح الارض من خلال التربة بواسطة التوصيل.

3.5 Numerical Solution

In section 3.3, the two-dimensional steady conduction equation was solved by an analytical method. The technique was restricted to simple geometries. Accordingly, we applied the shape factor method to deal with complex configurations. Furthermore, an alternative solution can be achieved by the numerical ***finite difference technique***. This method can be readily extended to transient conduction and to the three-dimensional problems. Unlike the analytical solution, the numerical technique provides temperature at discrete points known as ***nodal points***. To learn more about the method, we consider a two-dimensional medium divided into a number of small regions forming a grid as shown in Figure 3.3.

3.5 الحل بالطريقة العددية

لقد تطرقنا في الفقرة 3.3 الى حل معادلة التوصيل في وسط ثنائي البعد بالطريقة التحليلية, ولاحظنا ان طريقة الحل تقتصر على الاشكال الهندسية البسيطة. لذا طبقنا طريقة معامل الشكل لحل مسائل الاشكال المعقدة. بالاضافة الى ذلك, يمكننا تطبيق حل بديل بواسطة طريقة عددية تسمى ***تقنية الفروقات المحدودة***. حيث يمكن تطوير هذه الطريقة بسهولة لتشمل حل معادلات التوصيل العابر (التوصيل غير المستقر) ومسائل التوصيل ثلاثي البعد. وخلافاً للحل التحليلي فإن طريقة الحل العددي تعطي درجات الحرارة في نقاط منفردة تسمى ***نقاط عقدية***. وللتعرف على تفاصيل هذه الطريقة, نتخذ وسطاً ثنائي البعد ونقسمه الى عدد من المساحات الصغيرة لتشكيل شبكة كما هو موضح في الشكل 3.3.

Each region is extending in the in x and y directions and represented by a ***central nodal point*** (or ***node*** for short). The locations are designated by m and n as shown; thus m and n indicate the increments in x and y directions respectively.

تمتد مساحة كل جزء بالتجاهين (x) و (y) ممثلاً ***بنقطة العقدة المركزية*** (او اختصاراً تسمى ***عقدة***). ويتم تحديد مواقع العقد حسب قيم (m) و(n), حيث يشيركل منهما الى مقدارالتمدد بالاتجاهين (x) و (y) على التوالي.

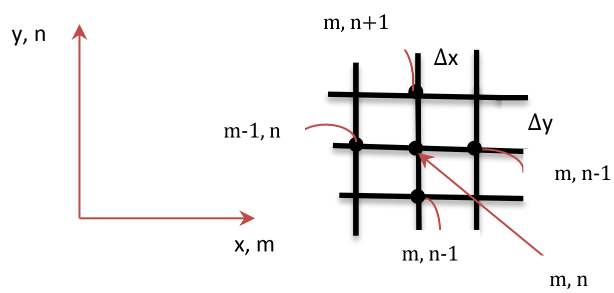


Figure 3.3 الشكل

Finite difference-nodal grid طريقة الفروقات المحدودة - شبكة العقد العددية

To determine the temperature at the nodal points, we need to solve equation (3.14) numerically. Thus, the first step is to approximate the equation derivatives to ***finite increments***. Accordingly, the temperature ***differentials derivatives*** change to

ولايجاد قيم درجات الحرارة في النقاط العقدية, يستلزم حل المعادلة (3.14) عددياً, لذا فإن الخطوة الاولى هي تقريب المشتقات التفاضلية للمعادلة الى ***تدرجات محددة***, وبناء على ذلك تصبح ***المشتقات التفاضلية*** لدرجة الحرارة كما يلي

$$\frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{m+1/2,\,n} \approx \frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{\Delta x}$$

$$\frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{m-1/2,\,n} \approx \frac{T_{m,n} - T_{m-1,n}}{\Delta x}$$

$$\frac{\partial T}{\partial y}\Big|_{m+1/2,\,n} \approx \frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{\Delta y}$$

$$\frac{\partial T}{\partial y}\Big|_{m-1/2,\,n} \approx \frac{T_{m,n} - T_{m-1,n}}{\Delta y}$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\Big|_{m,n} \approx \frac{\frac{\partial T}{\partial x}\big|_{m+1/2,n} - \frac{\partial T}{\partial x}\big|_{m-1/2,n}}{(\Delta x)^2} = \frac{T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 2T_{m,n}}{(\Delta x)^2} \qquad (3.35)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\Big|_{m,n} \approx \frac{\frac{\partial T}{\partial y}|_{m+1/2,n} - \frac{\partial T}{\partial y}|_{m-1/2,n}}{(\Delta y)^2} = \frac{T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 2T_{m,n}}{(\Delta y)^2} \qquad (3.36)$$

For $\Delta x = \Delta y$, substituting equations (3.35) and (3.36) into equation (3.14) yields

وباعتبار (Δx = Δy), وتعويض المعادلات (3.35) و (3.36) في المعادلة (3.14) ينتج

$$T_{m,n+1} + T_{m,n-1} + T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 4T_{m,n} = 0 \qquad (3.37)$$

Note that the above finite-difference equation applies to internal nodes only.
We can also solve problems that include ***heat generation*** by converting equation (3.11) to the finite difference format, thus

تجدر الملاحظة هنا بأن صيغة الفروقات المحدودة اعلاه تنطبق على لعقد الداخلية فقط.
ويمكننا ايضا حل المسائل التي تتضمن ***التوليد الحراري*** عن طريق تحويل المعادلة (3.11) الى صيغة الفروقات المحدودة, اذن

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\dot{q}}{k} = 0 \qquad \text{(Eqn. 3.11)}$$

$$\frac{T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 2T_{m,n}}{(\Delta x)^2} + \frac{T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 2T_{m,n}}{(\Delta y)^2} + \frac{\dot{q}}{k} = 0$$

If, $\Delta x = \Delta y$

$$T_{m,n+1} + T_{m,n-1} + T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 4T_{m,n} + \frac{\dot{q}}{k}(\Delta x)^2 = 0 \qquad (3.38)$$

To apply the finite difference technique, we must write equation (3.37) for each node within the medium. The resulting set of equations is then solved to estimate the temperature at each point.
As for the energy balance, the net heat flow into each node must be equal to zero; this fact follows from equation (3.37). However, we may apply Fourier's law to evaluate the heat flow from one node to another, for example the heat flow from node m+1,n to node m,n can be expressed as

ولتطبيق تقنية الفروقات المحدودة, ينبغي كتابة المعادلة (3.37) لكل عقدة في الوسط قيد الدراسة, ثم يتم حل مجموعة المعادلات الناتجة لتقدير درجات الحرارة في مختلف النقاط.

وفيما يخص موازنة الطاقة, فلابد ان يكون صافي الحرارة الداخلة لكل عقدة مساوياً الصفر, وان هذه الحقيقة متوافقة تماماً مع صيغة المعادلة (3.37). وعموماً يمكننا تطبيق قانون فورير لتقدير كمية الحرارة المنتقلة من عقدة الى اخرى, فمثلا نكتب انتقال الحرارة من العقدة (m+1,n) الى العقدة (m,n) بالصيغة الآتية

$$q_{(m+1,n)\rightarrow(m,n)} = k\,(\Delta y.1)\,\frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{\Delta x} \qquad (3.39)$$

where Δy.1 is the conduction area for a depth of 1-m. Likewise, we can express the conduction from the remaining nodes to m,n.

حيث ان (Δy.1) هي مساحة التوصيل الحراري باعتبار العمق يساوي (1-m), وبنفس الطريقة نستطيع كتابة معادلات التوصيل من العقد الآخرى الى العقدة (m,n).

$$q_{(m-1,n)\rightarrow(m,n)} = k\,(\Delta y.1)\,\frac{T_{m-1,n} - T_{m,n}}{\Delta x} \qquad (3.40)$$

$$q_{(m,n+1)\rightarrow(m,n)} = k\,(\Delta x.1)\,\frac{T_{m,n+1} - T_{m,n}}{\Delta y} \qquad (3.41)$$

$$q_{(m,n-1)\rightarrow(m,n)} = k\,(\Delta x.1)\,\frac{T_{m,n-1} - T_{m,n}}{\Delta y} \qquad (3.42)$$

Note that equations (3.39) through (3.42) apply to an interior node that is equidistant from the four surrounding nodes.

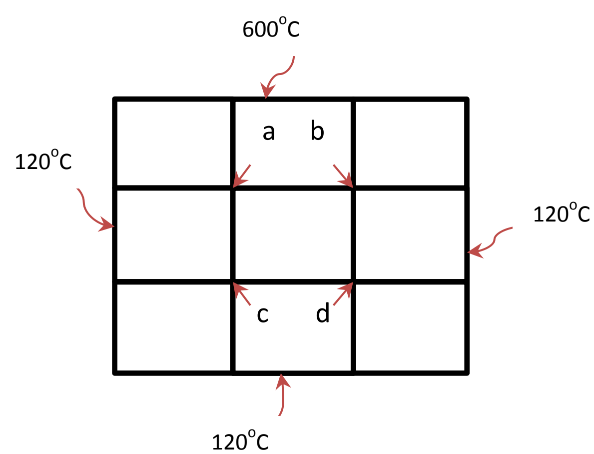
وتجدر الملاحظة بان المعادلات (3.39) و (3.40) و (3.41) و (3.42) تنطبق على كل عقدة داخلية محاطة بعقد متساوية البعد عنها.

Example 3.3

المثال 3.3

Develop the finite-difference equations for the four interior nodes a, b, c and d shown in the schematic diagram. Estimate the temperature at each node.

اشتق معادلات الفروقات المحدودة للعقد الداخلية الاربعة (a) و (b) و (c) و (d) الموضحة في الشكل التخطيطي ثم اوجد درجة الحرارة في كل عقدة.



Solution

الحل

Given:

A network made up of four nodal points, equidistant from the other neighboring nodes. Surface temperatures are 120^{o}C and 600^{o}C as shown in the schematic.

المعلوم:

لدينا شبكة فروقات محدودة مؤلفة من اربعة نقاط عقدية متساوية البعد عن بعضها. والمعلوم ايضاً درجة حرارة الاسطح (120^{o}C) و (600^{o}C) كما هو مبين في الشكل التخطيطي.

Find:

Finite-difference equations for the nodes a,b,s and d and the temperature at each node.

المطلوب ايجاده:

اشتقاق معادلات الفروقات المحدودة للعقد (a) و (b) و (c) و (d) وكذلك درجات الحرارة في كل عقدة.

Assumptions:

1. Steady state conduction.
2. Two-dimensional heat transfer.
3. Constant thermal conductivity.

الافتراضات:

1. التوصيل الحراري مستقر.
2. انتقال الحرارة في وسط ثنائي البعد.
3. الموصلية الحرارية ثابتة المقدار.

Analysis:

We apply equation (3.37) to each node as follows

التحليلات:

نطبق المعادلة (3.37) على كل عقدة كما يلي

Node a

$$120 + 600 + T_b + T_c - 4\,T_a = 0$$

Node b

$$T_a + 600 + 120 + T_d - 4\,T_b = 0$$

Node c

$$120 + T_a + T_d + 120 - 4\,T_c = 0$$

Node d

$$T_c + T_b + 120 + 120 - 4\,T_d = 0$$

Due to symmetry, $T_a = T_b$ and $T_c = T_d$, therefore to find the temperatures we only need to solve two equations. Now, we simplify the finite-difference equations for nodes a and c, thus

وبما ان مواقع العقد متناظرة, لذا ($T_a = T_b$) و ($T_c = T_d$), وبالتالي نستطيع ايجاد قيم درجات الحرارة بحل معادلتين فقط. والآن نبسط معادلتي العقدتين (a) و (c) لنحصل على

<u>Node a</u>

$$120 + 600 + T_b + T_c - 4\,T_a = 0$$

$$3T_a - T_c = 720$$

<u>Node c</u>

$$120 + T_a + T_d + 120 - 4\,T_c = 0$$

$$3\,T_c - T_a = 240$$

Solving the two equations gives: وبحل المعادلتين ينتج:

$T_a = T_b = \underline{300^oC}$

$T_b = T_c = \underline{180^oC}$

Comments:

To achieve more accurate results for two-dimensional steady conduction problems, the nodal network may be extended to include many more internal nodal points.

الملاحظات:

لتحقيق نتائج اكثر دقة في حل مسائل التوصيل المستقرفي وسط ثنائي البعد, يمكن توسيع شبكة العقد لتشمل العديد من العقد الداخلية.

3.5.1 Nodes with Convection Boundary

So far, we developed the finite-difference equations for internal nodes of some typical two-dimensional steady state conduction problems. However, some boundary nodes may well be exposed to an external environment.

3.5.1 العقد المعرضة للحمل الحراري

لقد استنبطنا فيما سبق معادلات الفروقات المحدودة التي تخص العقد الداخلية لبعض مسائل التوصيل المستقرفي وسط ثنائي البعد. الا ان بعض العقد الحدودية قد تتعرض الى تبادل حراري مع محيطها الخارجي.

These nodes receive heat from neighboring nodes by conduction, while at the same time experience heat exchange with the ambient by convection.
Let us consider the node m,n at a plane surface exposed to convection as seen in Figure 3.4,

حيث تتلقى هذه العقد الحرارة من العقد المجاورة لها بالتوصيل, وفي الوقت نفسه تتعرض الى تبادل حراري مع المحيط بواسطة الحمل.

دعنا نتأمل العقدة الحدودية (m,n) الواقعة على سطح مستوي وفي الوقت نفسه معرضة للحمل الحراري, انظر الشكل 3.4,

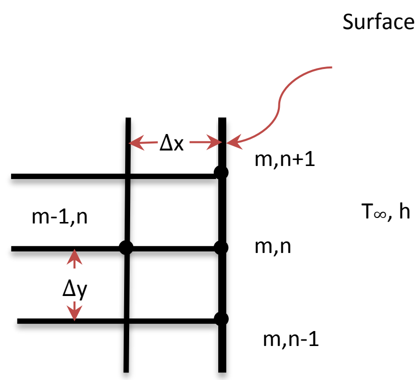


Figure 3.4 الشكل

Node exposed to convection عقدة معرضة للحمل الحراري

We perform an energy balance for node m,n

نجري موازنة الطاقة للعقدة (m,n)

$$k\,(\Delta y.1)\,\frac{T_{m-1,n}-T_{m,n}}{\Delta x} + k\,[(\Delta x/2).1]\,\frac{T_{m+1,n}-T_{m,n}}{\Delta y} + k\,[\Delta x/2).1]\,\frac{T_{m,n-1}-T_{m,n}}{\Delta y}$$

$$+\,h\,(\Delta y.1)\,(T_{m,n} - T_\infty) = 0$$

If Δx = Δy, we obtain

$$\tfrac{1}{2}\,(2T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1}) + \frac{h\,\Delta x}{k}\,T_\infty - T_{m,n}\left(\frac{h.\Delta x}{k} + 2\right) = 0 \qquad (3.43)$$

Note that conduction from nodes (m+1,n) and (m,n-1) involves only half of the area.

تجدر الملاحظة هنا بان التوصيل من العقدتين (m+1,n) و (m,n-1) يحصل من خلال نصف المساحة فقط.

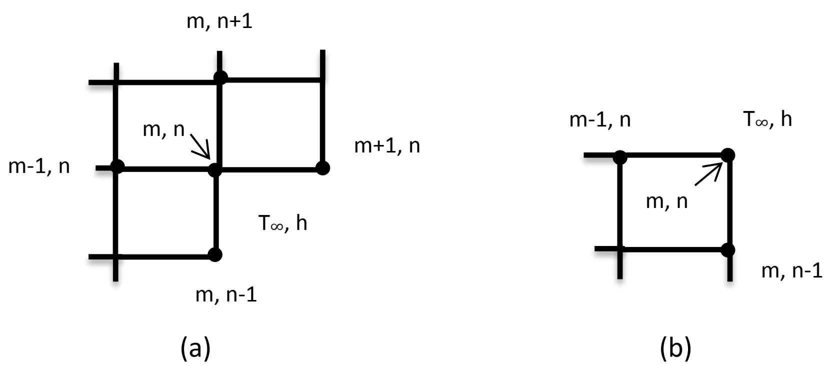


Figure 3.5 الشكل

(a) Internal corner node (أ) عقدة تقع في زاوية داخلية
(b) External corner node (ب) عقدة تقع في زاوية خارجية

Similarly, we can develop finite difference equations for nodes located at corners of Figure 3.5. For ($\Delta x = \Delta y$), the resulting equations are

ونستطيع باسلوب مماثل اشتقاق معادلات الفروقات المحدودة للعقد التي تقع في الزوايا الظاهرة في الشكل 3.5. فاذا جعلنا ($\Delta x = \Delta y$) نحصل على المعادلتين

For (a):

$$\tfrac{1}{2}\left(T_{m+1,n} + T_{m,n-1}\right) + T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + \frac{h\,\Delta x}{k} T_{\infty} - \left(3 + \frac{h\,\Delta x}{k}\right) T_{m,n} = 0 \qquad (3.44)$$

For case (b):

$$\tfrac{1}{2}\left(T_{m,n-1} + T_{m-1,n}\right) + \frac{h\,\Delta x}{k} T_{\infty} - \left(\frac{h\,\Delta x}{k} + 1\right) T_{m,n} = 0 \qquad (3.45)$$

A typical finite difference solution may involve applying equations (3.37), (3.43), (3.44) and (4.45) to a large number of nodal points. Moreover, if heat generation occurs, the solution will have to include equation (3.38) as well. Note that direct mathematical methods, such as ***matrix inversion***, are only suitable for solving a small number of finite difference equations. For a large number of nodal points, ***Iterative methods*** are usually used.

ان الحل النموذجي بطريقة الفروقات المحدودة قد يستلزم تطبيق المعادلات (3.37) و (3.43) و (3.44) و (4.45) على عدد كبير من النقاط العقدية, وفي حالة وجود التوليد الحراري, قد يشمل الحل المعادلة (3.38) ايضاً. وتجدر الملاحظة هنا بأن الحلول الرياضية المباشرة كطريقة ***معكوس المصفوفات*** هي ملائمة فقط لحل عدد صغير من معادلات الفروقات المحدودة. وفي معضم الحالات, تستخدم ***الطرق التكرارية*** لحل المسائل التي تنطوي على عدد كبير من النقاط العقدية.

Iterative techniques are more suitable for computer programming and are used extensively to develop ***software packages***. The reader is advised to refer to Wikipedia for a list of software packages.

In the next section we shall explain the matrix solution as an example of a direct solution.

تمتاز الطرق التكرارية بملائمتها لكتابة برامج الحاسبات الالكترونية, لذا تستخدم على نطاق واسع لتطوير وانتتاج ***البرامجيات الجاهزة***. ننصح القارىء مراجعة موسوعة وكيبيديا للحصول على قائمة تضم مجموعة من البامجيات الجاهزة.

سندرس في الفقرة القادمة الحل بواسطة المصفوفات كمثال للحل المباشر.

3.5.2 Solution by Matrix Inversion

3.5.2 الحل بواسطة معكوس المصفوفات

The ***linear equations*** for n nodes may be written as

يمكن كتابة ***المعدلات الخطية*** لعدد (n) من العقد كما يلي

$$a_{11}\,T_1 + a_{12}\,T_2 + \ldots\ldots\ a_{1n}\,T_n = C_1$$

$$a_{21}\,T_1 + a_{22}\,T_2 + \ldots\ldots\ a_{2n}\,T_n = C_2$$

$$a_{31}\,T_1 + a_{32}\,T_2 + \ldots\ldots\ a_{3n}\,T_n = C_3$$

$$\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \qquad (4.46)$$

$$a_{n1}\,T_1 + a_{n2}\,T_2 + \ldots\ldots\ a_{2n}\,T_n = C_n$$

where a_{11} ..., are known ***coefficients***, C_1 .... are constants and T_1... are unknown temperatures. Converting the equations to matrix notation, we obtain

حيث يمثل كل من الرموز (a_{11} ...) ***معاملات*** معلومة القيمة و(C_1....) مقادير ثابتة و (T_1....) درجات الحرارة المجهولة. وبتحويل المعادلة الى صيغة المصفوفات نحصل على

$$[A]\ [T] = [C] \qquad (3.47)$$

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \ldots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \ldots & a_{2n} \\ a_{31} & a_{32} & \ldots & a_{3n} \\ \ldots & \ldots & \ldots & \ldots \\ n_{n1} & a_{n2} & \ldots & a_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ \ldots \\ T_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ \ldots \\ C_n \end{bmatrix}$$

We now apply the matrix solution equation,

الآن, نطبق معادلة حل المصفوفة,

$$[T] = [A]^{-1} [C] \qquad (3.48)$$

where

حيث ان

$$[A]^{-1} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \ldots & b_{1n} \\ b_{21} & b_{22} & \ldots & b_{2n} \\ b_{31} & b_{32} & \ldots & b_{3n} \\ \ldots & & & \\ b_{n1} & b_{n2} & \ldots & b_{nn} \end{bmatrix}$$

After the evaluation of the inverse $[A]^{-1}$, we substitute into equation (3.48 to get the temperatures in an expanded form as

وبعد تقييم معكوس المصفوفة $[A]^{-1}$, نعوض في المعادلة (3.48) فنحصل على قيم درجات الحرارة بالصيغة

$$\begin{aligned} T_1 &= b_{11} C_1 + b_{12} C_2 + \ldots b_{1n} C_n \\ T_2 &= b_{21} C_1 + b_{22} C_2 + \ldots b_{2n} C_n \\ T_3 &= b_{31} C_1 + b_{32} C_2 + \ldots b_{3n} C_n \\ &\ldots \\ T_n &= b_{n1} C_1 + b_{n2} C_2 + \ldots b_{nn} C_n \end{aligned} \qquad (3.49)$$

Note that Matrix inversion can readily be performed using a computer. Thus, the elements b_{11}, b_{12} ....b_{nn}, can be determined first and then the temperature values. It is clear that the larger the number of nodes the more complex the matrix solution will be. For this reason, iterative methods are employed to develop software packages. The ***Gauss-Siedel method*** is a good example of an iterative method for this purpose; the detailed description of this method is available in literature. In this regard, a lot of software packages are available to solve conduction problems numerically.

تجدر الاشارة هنا الى ان استخدام الحاسبات الالكترونية يسهل عملية عكس المصفوفات, حيث يتم تقييم عناصرها (b_{11}, b_{12} ....b_{nn}) اولاً, ثم تحديد قيم درجة الحرارة. ومن الواضح بان ازدياد عدد العقد يجعل الحل بواسطة المصفوفات اكثر تعقيداً. ولهذا السبب تستخدم الطرق التكرارية لتطوير البرامجيات الجاهزة. تُعد ***طريقة كاوس – سيدل*** مثالاً جيدا لهذا الغرض, حيث يوجد لها شرح تفصيلي في المصادر ذات العلاقة. كما يتوفر الكثيرمن البرامجيات الجاهزة التي تخص هذا النوع من الحلول العددية لمسائل التوصيل الحراري.

Example 3.4

المثال 3.4

Write the linear equations developed in example 3.3 in a matrix notation.

اكتب المعادلات الخطية التي تم اشتقاقها في المثال 3.3 بصيغة المصفوفات.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

Four linear equations from example 3.3

اربع معادلات خطية من المثال 3.3

Find:

المطلوب ايجاده:

The matrix notation for the equations

كتابة مصفوفة المعادلات الخطية

Assumptions:

الافتراضات:

1. Steady state conduction.
2. Two-dimensional heat transfer.
3. Constant thermal conductivity.

1. التوصيل الحراري مستقر.
2. انتقال الحرارة ثنائي البعد.
3. الموصلية الحرارية ثابتة المقدار.

Analysis:

التحليلات:

The finite difference linear equations are

لدينا معادلات الفروقات المحدودة الاتية

$$120 + 600 + T_b + T_c - 4\,T_a = 0$$

$$T_a + 600 + 120 + T_d - 4\,T_b = 0$$

$$120 + T_a + T_d + 120 - 4\,T_c = 0$$

$$T_c + T_b + 120 + 120 - 4\,T_d = 0$$

Rearranging the equations gives

وباعادة ترتيب المعادلات ينتج

$$-4T_a + T_b + T_c + 720 = 0$$

$$T_a - 4T_b + T_d + 720 = 0$$

$$T_a + T_d - 4T_c + 240 = 0$$

$$T_b + T_c - 4T_d + 240 = 0$$

Now we convert to the matrix format as follows

والآن نحول المعادلات الى صيغة المصفوفة كالآتي

$$[A] \quad = \quad [T] \quad [C]$$

$$\begin{bmatrix} -4 & 1 & 1 & 0 \\ 1 & -4 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & -4 & 1 \\ 0 & 1 & 1 & -4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a \\ T_b \\ T_c \\ T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -720 \\ -720 \\ -240 \\ -240 \end{bmatrix}$$

Comments:

The inverse of the matrix $[A]^{-1}$ can be computed manually or by a computer. The temperatures are then determined by applying equation (3.48). This exercise will be left to the reader to complete.

الملاحظات:

يمكننا تقييم معكوس المصفوفة ($[A]^{-1}$) بالطرق الرياضية او باستخدام الحاسبة الالكترونية, ثم نستطيع تطبيق المعادلة (3.48) لتحديد قيم درجة الحرارة, وسنترك هذا التمرين الى القارىء لانجازه.

References & Suggested Readings المراجع

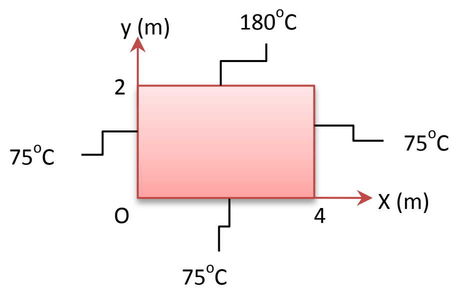
1. F. P. Incropera. D. P. DeWitt, T.L. Bergman, and A. S. Lavine. *Introduction to Heat Transfer*. 5th ed. John Wiley & Sons, 2007.
2. J. H. Lienhard IV and J. H. Lienhard V. *A Heat Transfer Textbook*, 4th ed. Phlogiston Press, 2017.
3. J.P Holman. *Heat Transfer*, 10th ed. McGraw Hill, 2010.
4. J. Koplis. *Transport Processes and Separation Principles*. 4th ed. Prentice Hall, 2003.
5. P. J. Schneider. *Conduction Heat Transf*er. Addison-Wesley, 1955.
6. J. E. Sunderland and K. R. Johnson. “Shape Factors for Heat Conduction through Bodies with Isothermal or Convective Boundary Conditions” *Trans ASHRAE*, vol. 70, pp. 237-241, 1964.
7. G. E. Meyers. *Analytical Methods in Conduction Heat Transfer*. McGraw Hill, 1971.
8. M. N Ozisk. *Finite Difference Methods in Heat Transfer*. CRC Press, Inc. 1994.
9. J. D. Hoffman. Numerical Methods for Engineers and Scientists. McGraw-Hill, 1992.
10. S. S. Kutateladze. *Fundamentals of Heat Transfer*. Academic Press, 1963.
11. P. J. Schneider. Conduction Heat Transfer. Addison-Wesley, 1955.

Problems المسائل

Analytical solution الحل التحليلي

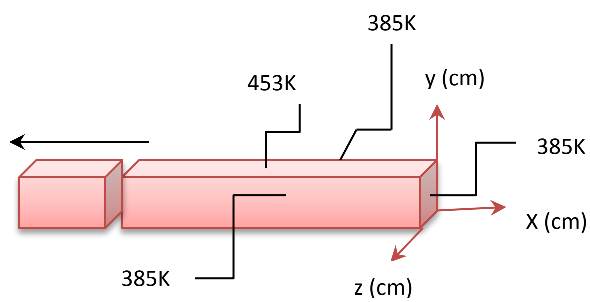
3.1 A two dimensional plate is subjected to the temperatures shown on the schematic diagram below. Plot the temperature distributions T(x,1) and T(2,y). Consider the first four non-zero terms in the infinite series of equation (2.31).

3.1 تتعرض صفيحة ثنائية البعد الى درجات الحرارة المبينة في الشكل التخطيطي ادناه. ارسم منحنيات توزيع درجة الحرارة ((T(x,1)) و ((T(2,y)). إعتمد الحدود الاربعة الاولى التي لاتساوي صفراً في المتسلسلة اللانهائية للمعادلة (2.31) فقط.



3.2 A long square rod whose cross section area is 5 x 5 cm, having a temperature on the top surface T_1 = 453K and T_2 = 385 K at all other surfaces. Determine the temperature along the central line of the rod.

3.2 قضيب طويل مربع المقطع مساحة مقطعه (5 x 5 cm), حيث كانت درجة حرارة سطحه العلوي (T_1 = 453K), بينما كانت درجة حرارة الاسطح الآخرى (T_2 = 385 K). اوجد قيمة درجة الحرارة على امتداد خط المركز للقضيب.



Conduction Shape Factor معامل الشكل التوصيلي

3.3 Consider a horizontal pipe diameter that has a diameter of 10-cm and length of 10-m, located at a depth of 25-cm below the earth surface. The pipe-wall temperature is 100°C, and the earth surface temperature is 9°C.

3.3 انبوب افقي قطره (10-cm) وطوله (10-m) يقع على عمق (25-cm) تحت سطح الارض. فاذا كانت درجة حرارة سطحه (100°C) ودرجة حرارة سطح الارض (9°C),

Assuming that the thermal conductivity of the earth is 0.98 W/m.K, calculate the heat lost by the pipe.

3.4 A spherical vessel whose outer diameter is 6-ft, contains nuclear waste; it is buried at a depth of 8-m below the earth surface. If the decaying waste generates heat at the rate of 450 W and the earth surface temperature is 15^{o}C, determine the vessel surface temperature.

3.5 A 12-in outer diameter pipeline transports super-heated steam at 150^{o}C. The pipe is insulated by a layer of glass wool 2.5-in thick and it is located at 4-ft below the surface of earth. If the thermal conductivity of earth is 1.1 W/m.K and the thermal conductivity of glass wool is 0.039 W/m.K, compute the heat loss per unit length of the pipe. Assume that the temperature of the earth surface is at 15^{o}C.

3.6 A metal disk whose diameter is 25-cm, maintained at a temperature of 120^{o}C. It is located at a depth of 50-cm in a semi-infinite medium having an isothermal surface temperature of 25^{o}C. If the thermal conductivity of the medium is 1.6 W/m.K. Determine the heat lost by the disk.

3.7 If the heat dissipated by the pipe of problem 3.5 is limited to 100 W/m, what is the depth required to bury it?

3.8 Consider two parallel pipes, 30-cm apart, buried in earth having a thermal conductivity of 0.76 W/m.K. One of the thin-walled pipes has a diameter of 12-cm; it transports hot water at 95^{o}C. The other pipe is 8-cm in diameter and transports cooling water at 3^{o}C. For a length of 20 m, calculate

احسب كمية الحرارة المفقودة من الانبوب مفترضاً قيمة الموصلية الحرارية لتربة الارض تساوي (0.98 W/m.K).

3.4 وعاء كروي الشكل قطره الخارجي (6-ft) يحتوي نفايات نووية, وكان الوعاء مدفوناً بعمق (8-m) تحت سطح الارض. فاذا كانت النفايات المشعة تولد حرارة بمعدل (450 W) وكانت درجة حرارة سطح الارض (15^{o}C), اوجد درجة حرارة سطح الوعاء.

3.5 انبوب قطره الخارجي (12-in) ينقل بخار ماء مسخن عند (150^{o}C). وقد كان الانبوب معزولاً بطبقة من الصوف الزجاجي سمكها (2.5-in), وكان مدفوناً تحت سطح الارض بعمق (4-ft). فاذا علمت ان موصلية تربة الارض (1.1 W/m.K), وموصلية الصوف الزجاجي (0.039 W/m.K), احسب مقدارالحرارة المفقودة لكل وحدة طول من الانبوب. افترض ان درجة حرارة سطح الارض تساوي (15^{o}C).

3.6 قرص معدني قطره (25-cm) ودرجة حرارته (120^{o}C), مدفون بعمق (50-cm) في وسط شبه لانهائي درجة حرارته ثابتة عند (25^{o}C). فاذا كانت موصلية مادة الوسط (1.6 W/m.K), حدد مقدار الحرارة المفقودة من القرص.

3.7 اذا علمت ان الفقدان الحراري من الانبوب في المسألة 3.5 لايزيد عن (100 W/m), فما هو العمق اللازم لدفنه؟

3.8 انبوبان متوازيان مدفونان في تربة ذات موصلية حرارية قدرها (0.76 W/m.K), حيث ان المسافة الفاصلة بينهما تساوي (30-cm). يبلغ قطر احد الانبوبين (12-cm), وكان ينقل الماء عند درجة الحرارة (95^{o}C). والانبوب الآخر ينقل ماء التبريد عند (3^{o}C) وكان قطره يساوي (8-cm). فاذا اعتبرنا جدران الانبوبين رقيقة, وان طول كل انبوب يساوي (20-m), احسب

the heat transfer between the pipes.

مقدار انتقال الحرارة بين الانبوبين.

3.9 Consider a 4-cm diameter thin-walled pipe carrying steam at 110°C. The pipe passes through the center of a square block of insulating material having a thermal conductivity of 0.035 W/m·K. The square block is 1.5-m long, and each side has a length of 6-cm. If the outside surface of the block is at 35°C, estimate the heat lost by the pipe.

3.9 انبوب رقيق الجدار قطره (4-cm) ينقل بخار الماء بدرجة حرارة مقدارها (110°C). وكان الانبوب يمر من خلال مركز كتلة لمادة عازلة مربعة المقطع موصليتها الحرارية (0.035 W/m·K). فاذا علمت ان طول الكتلة يساوي (1.5-m) وطول كل جانب من من جوانبها (6-cm), ودرجة حرارة سطحها الخارجي (35°C), اوجد مقدار الحرارة المفقودة من الانبوب.

3.10 If the surface temperature of square block of problem 3.9 was unknown, but it was exposed to a room temperature of 20°C with h = 25 W/m^{2}K, what would be the heat lost by the pipe?

3.10 اذا كانت درجة حرارة سطح الكتلة المربعة في المسألة 3.9 مجهولةً, لكنها اصبحت معرضة الى محيط درجة حرارته (20°C) ومعامل انتقال حرارة مقداره (h = 25 W/m^{2}K), فما هي كمية الحرارة المفقودة من الانبوب في هذه الحالة؟

3.11 An electric heating wire whose diameter is 5-mm and length 15-cm, is inserted vertically into a large block of insulation having a thermal conductivity of 7 W/m.K. Estimate the temperature of the wire when the heat dissipation is 60 W, and the temperature of the block surface is kept at 30°C.

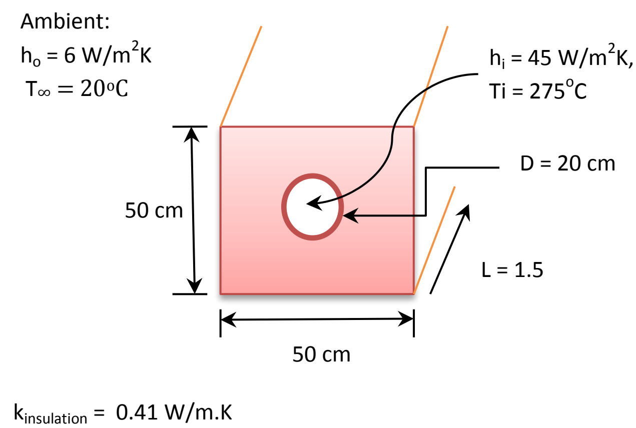
3.11 سلك تسخين كهربائي قطره (5-mm) وطوله (15-cm), تم ادخاله رأسيا في كتلة كبيرة من مادة عازلة موصليتها الحرارية (7 W/m.K). احسب درجة حرارة السلك عندما يكون فقدان الحرارة مساوياً (60 W) ودرجة حرارة سطح الكتلة العازلة ثابتة عند (30°C).

3.12 Consider a buried-spherical container whose diameter is 2-m, contains chilled water at 2°C. The center of the container is located at a depth of 7-m below the surface of the semi-infinite medium. If the medium has a thermal conductivity of 0.18 W/m.K, and the surface of the medium is isothermal at 25°C, compute the heat lost by the sphere.

3.12 وعاء كروي الشكل قطره (2-m) يحتوي الماء البارد عند درجة حرارة مقدارها (2°C). وكان الوعاء مدفوناً في وسط شبه مالانهائي بحيث يقع مركزه على عمق (7-m) تحت السطح. فاذا علمت ان مقدار موصلية الوسط الحرارية تساوي (0.18 W/m.K), وان درجة حرارة سطحه ثابتة عند (25°C), احسب مقدار الحرارة المفقودة من الوعاء الكروي.

3.13 A hot fluid running through the insulated pipe shown in the schematic

3.13 يجري مائع ساخن في الانبوب المعزول حرارياً كما هوموضح في الرسم التخطيطي ادناه



Calculate the surface temperatures of the pipe and insulation.

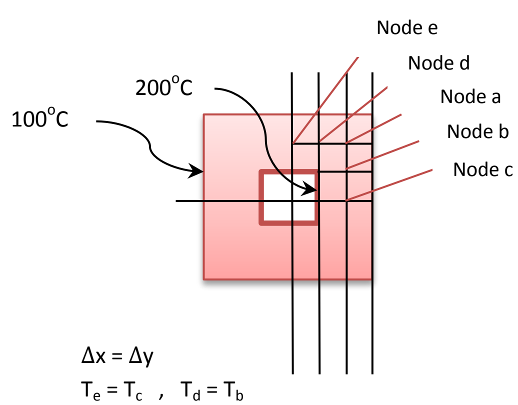
احسب درجة حرارة سطح الانبوب ودرجة حرارة سطح العازل.

Finite-Difference Method

طريقة الفروقات المحدودة

3.14 Write the finite-difference equations for the three nodes a, b and c of the square grid shown below

3.14 اكتب معادلات الفروقات المحدودة للعقد (a) و (b) و (c) للشبكة المبينة في ادناه



3.15 Find the temperature values by solving the linear algebraic equations obtained in problem 3.14. Use the ***elimination method***.

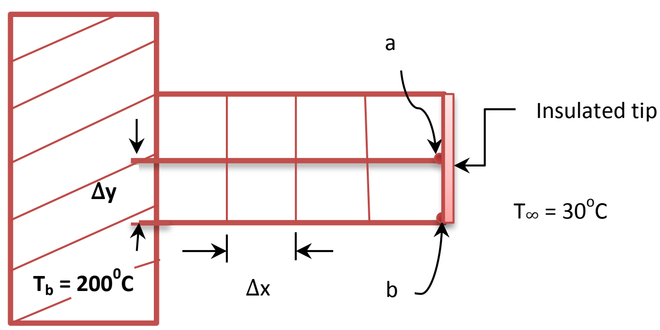
3.15 اوجد قيم درجات الحرارة عن طريق حل المعادلات الخطية التي توصلت اليها في المسألة 3.14 مستخدماً ***طريقة الحذف***.

3.16 Use the matrix inversion method to determine the temperatures in problem 2.14.

3.16 استخدم طريقة معكوس اللمصفوفات لتقيم درجات الحرارة في المسألة 2.14.

3.17 Consider a rectangular fin with an insulated tip as shown in the schematic diagram. Derive the finite difference equations for the temperature at the nodes a and b,.

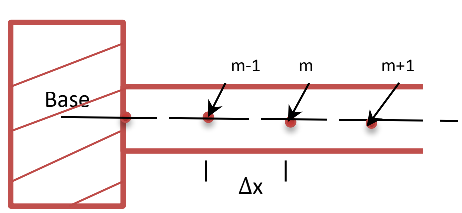
3.17 تأمل الشكل التخطيطي في ادناه الذي يخص زعنفة مستطيلة المقطع. اشتق معادلات الفروقات المحدودة للعقد (a) و (b) و (c).



3.18 Considering one-dimensional conduction along the cylindrical fin shown below, show that the temperature equation at node m,n can be expressed as

3.18 اذا حصل توصيلاً احادي البعد على امتداد الزعنفة الاسطوانية الظاهرة في الشكل ادناه, اثبت ان معادلة تقييم درجة الحرارة في العقدة (m,n) يعطى من المعادلة

$$T_m\left(\frac{h\,p\,(\Delta x)^2}{k\,A} + 2\right) - \left(\frac{h\,p\,(\Delta x)^2}{k\,A}\right) T_\infty - (T_{m-1} + T_{m+1}) = 0$$



3.19 A cylindrical fin 3-cm in diameter and 12-cm long protrudes from a wall maintained at 250°C. The ambient temperature is 32°C. The heat transfer coefficient is 15 W/m²K. Using finite difference technique for five nodes from the base, estimate the temperature values along the fin at 1-cm intervals. Consider steady state-one dimensional conduction, and assume a thermal conductivity value of 18 W/m.K for the fin material.

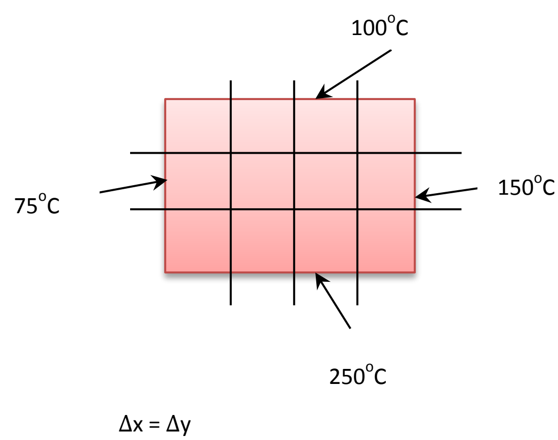
3.19 زعنفة اسطوانية المقطع قطرها (3-cm) وطولها (12-cm) تبرز من جدار درجة حرارتـه (250°C). فـاذا كانـت درجـة حـرارة محيطهـا (32°C) ومعامـل انتقـال الحرارة فيه (15 W/m²K), اوجد قيم درجة الحرارة في خمس عقد متباعدة بمسافة (1-cm) فيما بينهـا مستعيناً بتقنيـة الفروقـات المحـدودة. افتـرض قيمـة الموصـلية الحراريـة للزعنفـة تسـاوي (18 W/m.K), واعتبـر ان التوصيل الحراري مستقر باتجاه واحد.

3.20 Repeat the calculations of problem 2.19 for ten nodes and plot the temperature distribution for the fin.

3.20 كررحسـابات المسـألة 2.19 لعشـر عقـد ثـم ارسم منحنى توزيع درجة الحرارة للزعنفة.

3.21 For a two-dimensional steady conduction in the cross section shown below, write the finite difference equations to estimate the temperatures at the six internal nodes.

3.21 اكتـب معـادلات الفروقـات المحـدودة للعقد الداخليـة السـتة المبينـة فـي المقطـع العرضـي ادنـاه, معتبـراً ان التوصيل الحراري مستقر وثنائي البعد.

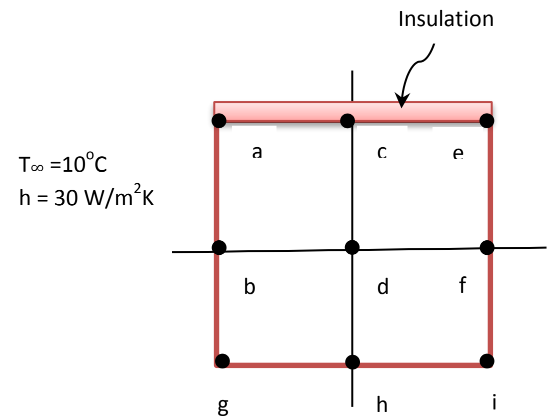


3.22 Use the matrix inversion technique to calculate the node temperatures for problem 3.21.

3.22 اسـتخدم تقنيـة معكـوس المصـفوفات لحسـاب درجـة حرارة كل عقدة من عقد المسألة 3.21.

3.23 Calculate the steady state temperatures at the nodes a, b, c and d for the section illustrated below

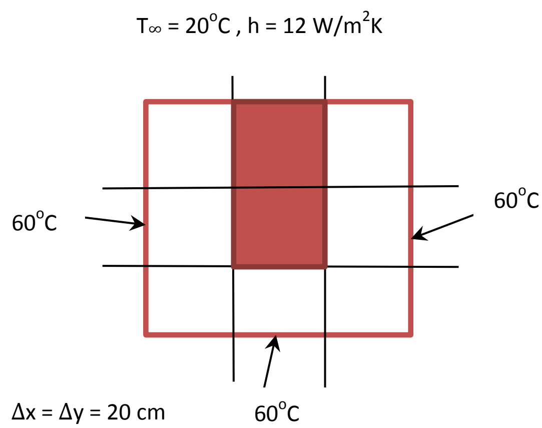
3.23 احسب درجة الحرارة في حالة الاستقرار عند كل عقدة من العقد (a) و (b) و (c) و (d) للمقطع الموضح في ادناه



$T_e = T_f = T_i = 50^oC$
$T_g = T_h = 20^oC$
$k_{material} = 5.6$ W/m.K
$\Delta y = \Delta x = 10$ cm

3.24 Compute the steady state temperatures at the six nodes of the shaded area shown in the following schematic,

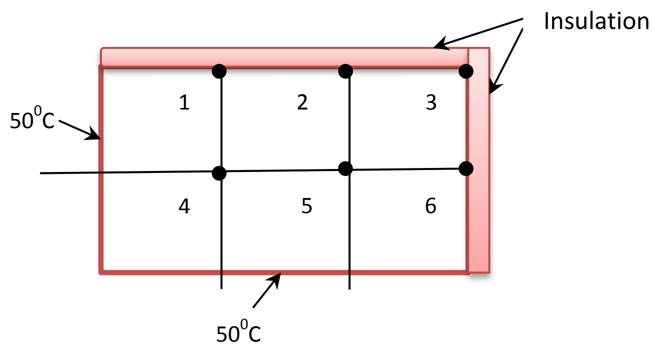
3.24 احسب درجات الحرارة المستقرة عند العقد الستة للمساحة المظللة في الشكل الاتي



$\Delta x = \Delta y = 20$ cm
$k = 1.7$ W/m.K

3.25 A rectangular plate having thermal conductivity of 15 W/m.K, experiences uniform heat generation at the rate of 60 MW/m^3. Two sides of the plate are insulated and the other two are maintained at 50^{o}C as shown below. Estimate the steady state nodal temperatures.

3.25 صـفيحة مسـتطيلة الشـكل موصـليتها الحراريـة (15-W/m.K) تولـد الحـرارة بانتظـام وبمعـدل (60 MW/m^3). فاذا كان جانبا الصفيحة معزولين, بينما كـان الجانبـان الآخـران عند درجـة حـرارة ثابتـة مقدارها (50^{o}C), اوجد قيم درجة الحرارة للعقد المبينة في الشكل ادناه مفترضاً حالة الاستقرار.



Research Oriented Questions

اسئلة البحوث القصيرة

3.26 Investigate the application of the finite-difference technique to determine the temperature distribution for any industrial equipment.

3.26 اجري بحثاً يتضمن تطبيق تقنية الفروقات المحدودة لتحديد توزيع درجة الحرارة لاي من المعدات الصناعية.

3.27 Apply the ***Gauss-Sieidel iteration method*** to solve the finite-difference equations of problem 3.21.

7 استخدم ***طريقة غاوس- سيديل التكرارية*** لحل معادلات الفروقات المحدودة للمسألة 3.21.

3.28 How can you apply the shape conduction factor method to realistic cases in industry?

3.28 كيف يمكنك تطبيق طريقة معامل الشكل التوصيلي لحالات واقعية في المصانع؟

3.29 Show how you can estimate the heat loss from a surface by the numerical method.

3.29 وضح كيف يمكنك تقييم مقدار الحرارة المفقودة من سطح معين باستخدام الطريقة العددية؟

3.30 Explain the ***iteration-relaxation method*** and apply it to solve problem 2.14.

3.30 اشرح ***طريقة الاسترخاء التكرارية*** وطبقها لحل المسألة 2.14.

3.31 Show how the numerical solution can be extended to steady-state three- dimensional conduction.

3.31 كيف يمكن تطوير الطريقة العددية لحل مسائل التوصيل الحراريفي وسط ثلاثي البعد؟

Chapter 4

الفصل الرابع

Unsteady-State Conduction

التوصيل الحراري غير المستقر

Learning objectives of chapter 4

When you have completed this chapter you should be able to

1. Apply the lumped heat capacity analysis to transient conduction problems.
2. Include the radiation effect and in the lumped capacity analysis.
3. Solve the transient conduction equation analytically for a plane wall.
4. Apply the approximate solution to plane walls, cylinders and spheres.
5. Evaluate the rate of heat transfer for transient conduction systems.
6. Use the Heisler charts to solve unsteady state problems for plane walls, cylinders and spheres.
7. Develop the temperature distribution for semi-infinite solids.
8. Apply the product solution to solve two-dimensional transient problems.

اهداف دراسة الفصل االرابع

بعد الانتهاء من دراسة هذا الفصل ستتمكن من

1. تطبيق تحليلات السعة الحرارية الشاملة لحل مسائل التوصيل العابر.
2. شمول تأثير الاشعاع الحراري في تحليلات السعة الشاملة.
3. حل معادلة التوصيل العابر بالطريقة التحليلية للجدار المستوي.
4. تطبيق الحل التقريبي على الجدار المستوي والجسم الاسطواني والجسم الكروي.
5. تقييم معدل انتقال الحرارة لمنظومات التوصيل العابر.
6. استخدام مخططات هيزلر لحل مسائل التوصيل غير المستقر لكل من الجدار المستوي والجسم الاسطواني والجسم الكروي.
7. استنباط توزيع درجة الحرارة للاجسام الصلبة شبه اللانهائية.
8. تطبيق طريقة ضرب الحلول لحل مسائل التوصيل العابر في وسط ثنائي البعد.

How does temperature change with time?

Heating or cooling of solid objects causes temperature changes in three directions x, y and z, as well as the change over time. Thus, to achieve a comprehensive temperature distribution, we need to solve the general heat diffusion equation (equation 3.9). In the previous chapters, we looked at steady state conduction in one or two directions, thus ignoring temperature changes with time. However, temperature dependence on time is particularly important during the initial stages of a heating or a cooling of solid objects. Conductive Heat transfer that include temperature change with time is known as unsteady-state or transient conduction. Good examples of unsteady-state processes are solar heating and start-up of industrial equipment.

The main objective of this chapter is to develop solutions for the transient conduction problems. Hence, achieve a temperature distribution that includes time and position. We start with the lumped capacity analysis in which the temperature of the solid-body remains uniform at any instance. Subsequently, we deal with analytical and graphical solutions for transient conduction in plane walls, cylinders and spheres. Finally we consider transient conduction in two-dimensional solid objects and solve relevant problems using the product solution.

كيف تتغير درجة الحرارة تبعاً لتغير الزمن؟

يُسبب تسخين او تبريد الاجسام الصلبة تغيرات في درجة حرارتها بالاتجاهات الثلاثة (x, y, z), هذا بالاضافة الى التغير مع مرور الزمن. ولهذا السبب يجب حل معادلة الانتشار الحراري (المعادلة 3.9) لاستنباط التوزيع الشامل لدرجة الحرارة. وقد درسنا في الفصول السابقة التوصيل الحراري المستقر- احادي البعد والتوصيل- ثنائي البعد, واهملنا تغيرات درجة الحرارة مع الزمن. لكن تغير درجة الحرارة مع مرور الزمن مهم وخاصة في بداية عملية تسخين او تبريد الاجسام الصلبة. يسمى التوصيل الحراري الذي ينطوي على تغير درجة الحرارة بمرور الزمن التوصيل غير المستقر او التوصيل الحراري العابر. وافضل الامثلة على ذلك عملية التسخين بواسطة الطاقة الشمسية وعملية بدء تشغيل المعدات الصناعية.

ان الهدف الرئيس من دراسة هذا الفصل هو تطوير حلول لمسائل التوصيل الحراري العابر, وبالتالي التوصل الى توزيع درجة الحرارة يشمل التغيرات مع الزمن والموقع في آن معاً . وسنبدأ الفصل بتحليلات السعة الحرارية الشاملة التي تعتمد على حقيقة بقاء درجة الحرارة ثابتة بانتظام في اي لحظة زمنية, اي بمعنى آخر, تكون درجة الحرارة متساوية في جميع اجزاء الجسم في تلك اللحظة. ثم نتناول الحلول التحليلية والحلول البيانية التي تخص التوصيل العابر في الجدران المستوية والاجسام اسطوانية الشكل والاجسام الكروية. وفي الختام نتطرق الى التوصيل الحراري العابر في الاجسام الصلبة في وسط ثنائي البعد واستخدام طريقة ضرب الحلول لحل المسائل ذات الصلة.

4.1 Lumped Heat Capacity Analysis

4.1 تحليلات السعة الحرارية الشاملة

In the ***lumped heat capacity*** analysis, the temperature of the solid body can be assumed to change with time only. Thus, the temperature at any instance will be uniform and does not change with position.

If a small hot metal ball at an initial uniform temperature T_i is immersed in cold water at temperature T_∞, it will start to cool down at time t = 0 and eventually attain the water temperature. Let us now consider a ***differential temperature drop*** dT during a time interval of dt. In this case, the heat transfer to the water is related to the heat energy stored in the ball by an overall energy balance,

تعتمد تحليلات ***السعة الحرارية الشاملة*** على الافتراض بأن درجة حرارة الجسم تتغير مع الزمن فقط, وهذا يعني ان درجة الحرارة عند اي لحظة زمنية تكون ثابتة في جميع اجزاء الجسم ولا تتغير تبعاً لتغير الموقع. ويُطلق على هذه الطريقة ايضاً تحليلات السعة المقطوعة.

اذا غُمرت كرة معدنية صغيرة الحجم مسخنة الى درجة الحرارة (T_i) في ماء بارد درجة حرارته (T_∞), ستبدأ الكرة بفقدان الحرارة عند الزمن الابتدائي (t = 0), ويستمر هذا الفقدان حتى تتساوى درجة حرارتها بدرجة حرارة الماء. والآن دعنا نتخذ ***هبوطاً تفاضلياً بدرجة الحرارة*** مقداره (dT) خلال الفترة الزمنية (dt). ففي هذه الحالة نجد ان انتقال الحرارة من الكرة الى الماء يؤدي الى تغير في مقدار الطاقة الحرارية المخزونة في الكرة بموجب الموازنة الحرارية الآتية

(Heat transfer from the ball during dt) = (Change of internal energy of the ball during dt)

[انتقال الحرارة من الكرة خلال فترة زمنية قدرها (dt)] = [تغيرمقدار الطاقة الداخلية المخزونة في الكرة خلال (dt)]

Thus

اذن

$$h A (T - T_\infty) dt = - \rho V C dT$$

$$h A (T - T_\infty) dt = - \rho V C \, d(T - T_\infty) \qquad (4.1)$$

where A is the surface area, V is the volume, ρ is density and C is the specific heat capacity of the ball. The ***initial condition*** for this case can be expressed as

حيث يمثل الرمز (A) المساحة السطحية و (V) الحجم و (ρ) الكثافة و (C) السعة الحرارية النوعية للكرة. ويمكننا كتابة ***الشرط الابتدائي*** لهذه الحالة كما يلي

$$T = T_i \quad \text{at} \quad t = 0$$

Rearranging equation (4.1) and integrating for the limits $T = T_i$ at time = 0, and T = T(t) time t, we obtain

وباعـادة ترتيـب المعادلـة (4.1) ومكاملتهـا للحـدود ($T = T_i$) عندما يكون (t = 0) و [T = T(t)] عند الزمن (t), نحصل على:

$$\frac{T(t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} = e^{-[hA/\rho C V]\, t} \qquad (4.2)$$

Equation (4.2) indicates that the temperature of the ball decreases ***exponentially*** with time. The transient temperature response for different values of 1/(hA/ρCV) is illustrated in Figure 4.1. The quantity (ρCV/hA), denoted τ, has the dimension of time and is considered constant known as the ***thermal time constant***.

تشير المعادلة (4.2) الى ان درجة حرارة الكرة تتناقص ***أسياً*** بمرور الزمن. كما يبين الشكل 4.1 تغير درجة الحرارة تبعاً لتغير الزمن عند قيم مختلفة من [1/(hA/ρCV)]. ويتخذ المقدار (ρCV/hA) ابعاد الزمن, حيث يعتبر مقداراً ثابتاً يسمى ***ثابت الزمن الحراري*** (τ),
.

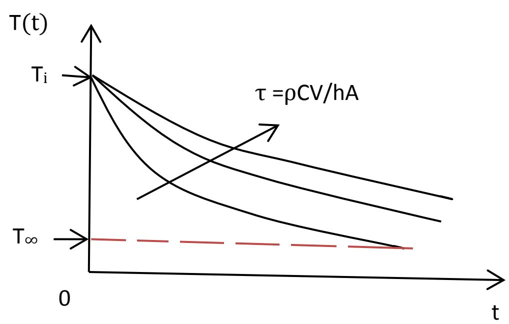


Figure 4.1 الشكل

Temperature variation with time for the metal ball تغير درجة حرارة الكرة بمرور الزمن

It is worth noting that the thermal time constant is analogous to the electrical time constant in an electric circuit of a capacitor being discharged through a resistor.
Figure 4.1 shows that a small value of τ indicates faster decay and the ball cools down to the water temperature in a shorter time.

وتجدر الملاحظة بأن ثابت الزمن الحراري مشابه لثابت الزمن في الدوائر الكهربائية التي تخص تفريغ السعات الكهربائية من خلال المقاومات.

يُظهر الشكل 4.1 ان القيمة الصغيرة لثابت الزمن (τ) تشير الى انخفاض أسرع, وبالتالي تبريد الكرة الى درجة حرارة الماء في زمن اقصر.

4.1.1 Biot Number

The lumped capacity analysis is a simple and convenient method to deal with ***transient conduction*** problems. But, does it apply to all cases of unsteady state conduction? The answer is obviously no, because, the method is based on the assumption of a uniform temperature throughout the body that may change with time only. Naturally, this is not the case in practice; so, under what conditions can we apply this method? To answer the question, we need to look at the heat exchange process when a body is cooled or heated. Considering the example of the metal ball, it can easily be realized that the heat transfer from the ball surface to the water is by convection. However, the heat through the solid body of the ball can only occur by conduction. Therefore, there are two thermal resistances encountered, one is convective and the other is conductive. So, if the convection resistance is low, higher rate of convective heat transfer is likely to take place. A criterion for the appropriate application of the lumped capacity method is given by the ***Biot number*** Bi. The non-dimensional number is defined as the ratio of conduction resistance to the convection resistance,

4.1.1 رقم بايوت

تُعد تحليلات السعة الحرارية الشاملة طريقة ملائمة وسهلة لحل مسائل ***التوصيل الحراري العابر***, لكننا نتسائل, هل يمكن تطبيقها على جميع حالات التوصيل غير المستقر؟ والجواب البديهي هو لا, لان الطريقة مبنية على الافتراض بان درجة الحرارة الجسم منتظمة ولاتتغير في اي جزء منه الا بتغير الزمن. وبما ان الافتراض هو بعيد عن واقع التطبيق, اذن ما هي الشروط او الاطر التي تحدد تطبيق هذه الطريقة؟ وقبل الاجابة على السؤال ينبغي التمعن في عملية التبادل الحراري التي تحدث اثناء عملية تبريد او تسخين الجسم. فاذا عدنا الى مثال الكرة المعدنية سندرك سريعاً بان انتقال الحرارة من سطح الكرة الى الماء يحدث بالحمل الحراري, بينما تنتقل الحرارة خلال جسم الكرة الصلب بواسطة التوصيل. وعليه تنشأ مقاومتان حراريتان, احداهما مرتبطة بالحمل الحراري والاخرى بالتوصيل. لكن في حالة كون مقاومة الحمل الحراري منخفضة سيتعزيز انتقال الحرارة بالحمل الحراري. وعلى هذا الاساس عرف الباحث بايوت مجموعة غيربعدية تسمى ***رقم بايوت*** (Bi) الذي يمثل النسبة بين مقاومة التوصيل ومقاومة الحمل, ويستخدم هذا الرقم كمقياس لصحة تطبيق طريقة السعة الشاملة,

$$\mathrm{Bi} = \frac{R_{cond.}}{R_{convec.}} = \frac{Lc/kA}{1/hA} = \frac{h\,L_c}{k} \qquad (4.3)$$

where L_c is a ***characteristic length***, defined as

يمثل (L_c) ***الطول المميز***, وهو معرف كالآتي

$$L_c = \frac{V}{A} \qquad (4.4)$$

Based on equation (4.4), the value of L_c for a plane wall is half the thickness, for a long cylinder is D/4 and for a sphere is D/6.

وحسب المعادلة (4.4) تكون قيمة (L_c) للجدار المستوي تساوي نصف سمك الجدار وللاسطوانة الطويلة (D/4) وللشكل الكروي (D/6).

A small value of the Biot number indicates smaller conduction resistance within the body, and hence smaller temperature variations within the solid body. Accordingly a perfect lumped capacity system should have Bi = 0. This is not achievable in practice; therefore, we can say that the smaller the Biot number the more valid the method is. However, the method is generally applicable, if

تشير القيمة الصغيرة لرقم بايوت الى ان مقاومة التوصيل في الجسم اقل من المعتاد, وبالتالي تصبح التغيرات بدرجة الحرارة في اجزاء الجسم قليلة المقدار. وبناء على ذلك, تُعد المنظومة مثالية لتطبيق طريقة السعة الحرارية الشاملة عندما يكون (Bi = 0), وهذا بطبيعة الحال غير ممكن, لذا يمكننا القول بانه كلما كانت قيمة رقم بايوت اصغر كلما اصبح تطبيق هذه الطريقة اكثرملائمة. ومع ذلك ، فإن الطريقة قابلة للتطبيق بوجه عام, إذا كان

$$Bi \leq 0.1 \qquad (4.5)$$

This condition seems to be acceptable, because the conduction resistance within the body is much less than the convection resistance across the boundary layer. Additionally, the error associated with applying the lumped capacity method according to this criterion is expected to be small. Note that a smaller body with a low thermal conductivity gives a small value of Biot number and hence conform to the criterion stipulated by equation (4.5)

يبدو ان هذا المعيار مقبول, لان مقاومة التوصيل الحراري في الجسم تكون اقل بكثير من مقاومة الحمل الحراري في الطبقة المتاخمة. بالاضافة الى ذلك, اذا تم تطبيق هذا الشرط, فمن التوقع ان تكون نسبة الخطأ في الجواب صغيرة الى حد يبرر استخدام طريقة السعة الشاملة. وتجدر الملاحظة هنا الى ان الجسم الاصغر حجماً ذو الموصلية الحرارية المنخفضة يعطي رقم بايوت صغير المقدار, وبالتالي يتوافق مع المعيار الذي تُمثله المعادلة (4.5).

Example 4.1

المثال 4.1

The temperature of superheated-steam is measured by a thermocouple whose junction diameter is 1.5-mm. The initial temperature of the thermocouple is 30°C. if the temperature of flowing steam is 165°C and the convection heat transfer coefficient between the junction and the steam is 180 W/m^{2}K, estimate the time required for the junction to read 160°C.

تُقاس درجة حرارة بخار الماء المحمص بواسطة مزدوج حراري, قطر وصلة إلتحام سلكيه (1.5-mm) ودرجة حرارته الابتدائية (30°C). فاذا علمت ان درجة حرارة البخار الجاري (165°C) ومعامل انتقال الحرارة بالحمل بين المزدوج والبخار يساوي (180 W/m^{2}K), اوجد الزمن اللازم لوصول قراءة المزدوج الحراري الى (160°C).

Properties of the thermocouple junction:

خواص وصلة إلتحام سلكي المزدوج الحراري:

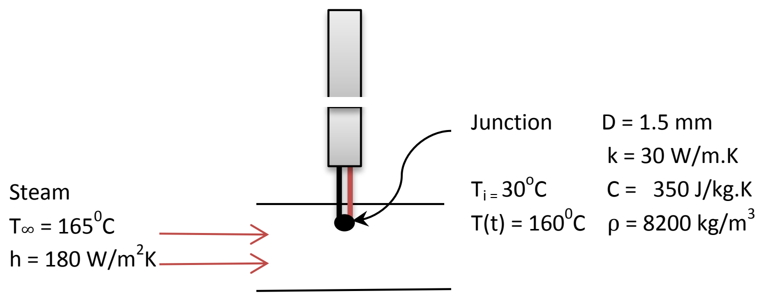
$$k = 30 \text{ W/m.K}, \quad C = 350 \text{ J/kg.K}, \quad \rho = 8200 \text{ kg/m}^3$$

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



Find:

The time required for the thermocouple to read 160°C.

المطلوب ايجاده:

الزمن اللازم لوصول قراءة المزدوج الى (160°C)

Assumptions:

1. The junction is spherical.
2. Uniform junction temperature at any instance.
3. Constant properties.

الافتراضات:

1. وصلة التحام اسلاك المزدوج كروية الشكل.
2. مساواة درجة الحرارة في جميع اجزاء وصلة الالتحام في اي لحظة زمنية.
3. خواص الوصلة ثابتة المقدار.

Analysis:

The first step is to check whether the lumped capacity method is applicable, thus we calculate the Biot number using equation (4.3)

التحليلات:

نبدأ الحل بالتحقق من امكان تطبيق طريقة السعة الحرارية الشاملة, وعليه نحسب اولاً قيمة رقم بايوت من المعادلة (4.3)

$$Bi = \frac{h\,L_c}{k}$$

$$L_c = \frac{V}{A} = \frac{\frac{1}{6}\pi D^3}{\pi D^2} = \frac{1}{6} D = \frac{1}{6} \times 1.5 \times 10^{-3}$$

$$L_c = 2.5 \times 10^{-4}\ \text{m}$$

$$Bi = \frac{180 \times 2.5 \times 10^{-4}}{30} = 0.0015$$

The value of Bi is less than 0.1; therefore the lumped capacity method is applicable. We now apply equation (4.2) to determine the time,

بما ان قيمة رقم بـايوت اصـغر من (0.1) لذا يمكن تطبيق طريقـة السـعة الشـاملة لتقييم الـزمن. والآن نطبـق المعادلـة (4.2) لتقدير الزمن,

$$\frac{T(t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} = e^{-[hA/\rho CV]\,t} \qquad \text{(Eqn. 4.2)}$$

$$\frac{160 - 165}{30 - 165} = e^{-[(180 \times 4000)/(8200 \times 350)]\,t} \qquad \text{(Note: A/V = 4000)}$$

$$0.037 = e^{-0.2508\,t}$$

$$\ln 0.037 = -0.2508\,t$$

$$t = -3.296/-0.2508 = \underline{13.14\text{ s}}$$

Comments:

1. The thermocouple reading is 160°C after about 13 seconds.
2. We did not consider the radiation exchange which may have an influence on the instrument reading.

الملاحظات:

1. يقرأ المزدوج الحراري (160°C) بعد مرور (13) ثانية على وجه التقريب.
2. لم تشمل حساباتنا التبادل الحراري بالاشعاع الذي قد يؤثر في قراءة الجهاز

4.1.2 Radiation Effect

If a thermocouple is fixed inside a hot pipe transporting a gas at a lower temperature (Figure 4.2), the junction will receive heat from the pipe wall by radiation. At steady state, the radiation is balanced by heat loss from the junction to the gas by convection, thus

4.1.2 تأثير الاشعاع الحراري

اذا ثُبت مزدوج حراري داخل انبوب ساخن ينقل الغاز بدرجة حرارة اصغر من درجة جداره (انظر الشكل 4.2), فإن وصلة المزدوج ستستلم الحرارة من سطح جدار الانبوب الداخلي بواسطة الاشعاع. وحين بلوغ حالة الاستقرار يصبح مقدار الاشعاع مساوياً الحرارة المفقودة من الوصلة بواسطة الحمل الحراري, اي ان

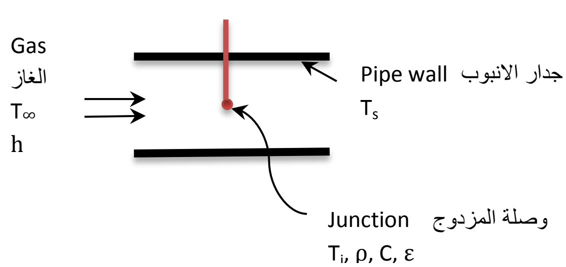


Figure 4.2 الشكل

Heat gain by radiation = Heat loss by convection

الحرارة المكتسبة بالاشعاع = الحرارة المفقودة بالحمل

$$\varepsilon\,\sigma\,(T_s^4 - T_f^4)A - h\,(T_f - T_\infty)\,A = 0 \qquad (4.6)$$

where T_f is the final steady state reading of the thermocouple, ε is the emissivity of the junction and σ is the Stefan-Boltzmann constant (equation 1.15). The transient temperature T(t) can be determined by conducting an energy balance including internal energy changes,

حيث ان (T_f) هو قراءة المزدوج لدرجة الحرارة النهائية المستقرة, ويمثل الرمز (ε) الانبعاثية و (σ) ثابت ستيفان – بولتزمان كما ورد في المعادلة (1.15). يمكننا تقييم درجة الحرارة المتغيرة مع الزمن [T(t)] باجراء موازنة الطاقة التي تشمل تغيرات الطاقة الداخلية,

The net heat exchange = the change in internal energy

التبادل الحراري الصافي = التغير بالطاقة الداخلية

$$\varepsilon\,\sigma\,(T_s^4 - T^4)\,A - h\,(T - T_\infty)\,A = \rho\,V\,C\,\frac{dT}{dt}$$

$$-[\,\varepsilon\,\sigma\,(T^4 - T_s^4) + h\,(T - T_\infty)]\,A = \rho\,V\,C\,\frac{dT}{dt} \qquad (4.7)$$

Equation (4.7) is first-order differential equation that may be solved by numerical integration to estimate the temperature at a given time, that is T(t). If the pipe surface temperature T_s is high, the radiation term will be dominant. Consequently, the thermocouple will read an erroneous temperature; the size of the error depends on the value of T_s. However, if the flow rate of the gas is increased so that convection dominates, the error may well be small and can be ignored. Note that, gas heaters may undergo this kind of temperature measure - ement.

وبما ان المعادلة (4.7) هي معادلة تفاضلية من الدرجة الاولى, لذا يمكن مكاملتها عددياً للحصول على درجة الحرارة في اي زمن كان, اي [T(t)]. واذا كانت درجة حرارة سطح الانبوب (T_s) مرتفعة, يصبح الاشعاع الحراري سائداً مما يجعل المزدوج الحراري يسجل قراءة خاطئة, ويعتمد حجم الخطأ في القراءة على قيمة (T_s). ولكن في حالة زيادة معدل جريان الغاز في الانبوب الى حد يجعل الحمل الحراري سائداً تصبح نسبة الخطأ صغيرة بحيث يمكن اهمالها. وتجد الاشارة الى ان سخانات الغاز قد تخضع الى هذه الطريقة من قياس درجة الحرارة.

To check the significance of radiation, we evaluate the radiation heat transfer coefficient h_r defined by equation (2.12 A). The value of h_r is then compared to the convection heat transfer coefficient h. If the two values are comparable, radiation should be considered in the lumped capacity analysis.

لمعرفة مدى تأثير الاشعاع, نقدر قيمة معامل انتقال الحرارة بالاشعاع (h_r) بتطبيق المعادلة (2.12 A), ثم نقارن مع قيمة معامل انتقال الحرارة بواسطة الحمل (h). فاذا كانت القيمتان متقاربتين, سيتحتم شمول الاشعاع في تحليلات السعة الشاملة.

Example 4.2

An aluminum ball whose diameter is 1-mm is to be heated in a cylindrical oven to 170°C. The heating is achieved by a stream of air at 200°C. The furnace wall temper - ature is 220°C and the convection heat transfer coefficient is 38 W/m^{2}K. Can you apply the lumped capacity analysis to the heating process? Should the radiation be considered to estimate the time required to approach the steady state temperature? The emissivity of the oven wall is 0.75 and the thermal conductivity of aluminum is 180 W/m.K.

المثال 4.2

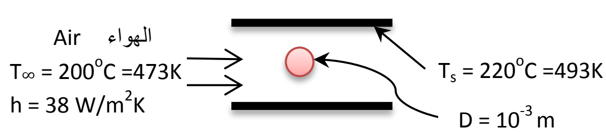
يُسخن جسم كروي مصنوع من مادة الالمنيوم قطره (1-mm) في فرن اسطواني الشكل الى درجة الحرارة (170°C), حيث يتم التسخين بواسطة تيار من الهواء بدرجة الحرارة (200°C). فاذا كانت درجة حرارة جدار الفرن (220°C) وكان معامل انتقال الحرارة بالحمل (38 W/m^{2}K), فهل يمكنك تطبيق تحليلات السعة الشاملة على عملية تسخين الجسم؟ وهل ينبغي شمول الاشعاع الحراري في تقييم الزمن اللازم للوصول الى حالة الاستقرار؟ اتخذ قيمة الانبعاثية لجدار الفرن (0.75) وقيمة الموصلية الحرارية للالمنيوم (180 W/m^{2}K).

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



k(aluminum) = 180 W/m.K , ε (wall) = 0.75

$\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ W/m^2. K^4

Find:

1. The eligibility of applying the lumped capacity analysis to this problem.
2. The significance of radiation.

المطلوب ايجاده:

1. امكانية تطبيق تحليلات السعة الشاملة لحل هذه المسألة.
2. مدى تأثيرالاشعاع الحراري.

Assumptions:

1. Uniform ball temperature at any instance.
2. Constant properties.

الافتراضات:

1. درجة حرارة الكرة منتظمة عند اي لحظة زمنية.
2. خواص مادة الكرة ثابتة المقدار.

Analysis:

1. To check the validity of the lumped capacity approach, we calculate the Biot number,

التحليلات:

1. نحسب رقم بايوت للتأكد من امكانية تطبيق طريقة السعة الشاملة,

$$Bi = \frac{h\,L_c}{k} \qquad \text{(eqn.4.3)}$$

L_c for a sphere = V/A = D/6 $= 10^{-3}/6$

$$Bi = \frac{38 \times \frac{10^{-3}}{6}}{180} = \underline{1.17 \times 10^{-5}}$$

The value of the Biot number (Bi < 0.1), thus the problem can be solved by the lumped capacity method.

بما ان قيمة رقم بايوت (Bi < 0.1) لذا يمكن حل المسألة بطيقة السعة الشاملة.

2. To find the radiation effect, we first calculate h_r from equation (2.12A)

2. نحسب (h_r) من المعادلة (2.12A) لمعرفة تأثير الاشعاع الحراري

$$h_r = (T_s + T_\infty)\,(T_s^2 + T_\infty^2) \qquad \text{(eqn.2.12 A)}$$

$$h_r = 0.75 \times 5.67 \times 10^{-8}(493 + 473)(493^2 + 473^2) = \underline{19.174\ W/m^2K}$$

Note that the value of the radiation coefficient h_r is significantly high compared to the convection coefficient h.

يلاحظ ان قيمة معامل الشعاع (h_r) عالية مقارنة بقيمة معامل الحمل (h),

Thus, radiation should be included in the analysis of this problem.

لذا يجب شمول الاشعاع الحراري في حل هذه المسألة.

Exercise:

تمرين:

If the air in the above example was stagnant, radiation will be the dominant mode of heat transfer, thus

اذا كان الهواء في المثال اعلاه ساكناً, سيصبح الاشعاع هو النمط السائد لانتقال الحرارة, اي ان

$$\epsilon \, \sigma \, A(T^4 - T_s^4) = - \rho \, V \, C \frac{dT}{dt} \qquad (4.8)$$

To find an expression for the temperature as a function of time we need to integrate equation (4.8). Apply the initial condition $T = T_i$ at $t = 0$, to get

ولايجاد العلاقة بين درجة الحرارة والزمن, يجب مكاملة المعادلة (4.8), وذلك بتطبيق الشرط الابتدائي ($T = T_i$ at $t = 0$) لنحصل على

$$t = \frac{\rho V C}{3 \varepsilon A \sigma} \left(\frac{1}{T^3} - \frac{1}{T_i^3}\right) \qquad (4.8\text{-A})$$

4.2 Transient Conduction in Plane Walls, Cylinders and Spheres

4.2 التوصيل العابر في الجدار المستوي والجسم الاسطواني والجسم الكروي

The lumped capacity method applies to small objects assumed to be isothermal. However, in reality, the temperature varies from point to point as well as with time. In this section, we will develop the temperature distribution for the variation of temperature with position and time.
Let us consider a plane wall o thickness 2L as shown in Figure 4.3.

يمكن تطبيق طريقة السعة الشاملة على الاجسام صغيرة الحجم بافتراض ثبوت درجة حرارتها, ولكن في واقع الحال تتغيرقيمة درجة الحرارة من نقطة الى اخرى اضافة الى تغيرها مع مرور الزمن. ولذلك سنتطرق في هذه الفقرة الى اشتقاق توزيع درجة الحرارة لتغيردرجة الحرارة مع الموقع والزمن في آن معاً.

دعنا ننظر في جدار مستوي سمكه (2L) كما هو مبين في الشكل 4.3.

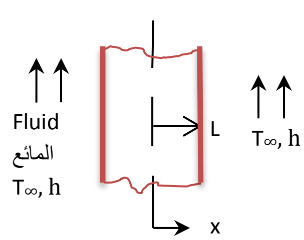


Figure 4.3 الشكل

Conduction through a plane wall التوصيل خلال الجدار المستوي

If the wall thickness is small compared to the height and width, we can assume one-dimensional conduction in the x direction only. Supposing that the wall does not generate heat, and it has an initial temperature T_i. Thus, for a fluid temperature of T_∞, so that ($T_\infty \neq T_i$), we can reduce equation (3.9) to

فاذا كان سمك الجدار صغيراً نسبة الى طوله وعرضه, فيمكننا افتراض حدوث التوصيل ببعد واحد بالاتجاه (x) فقط. واذا كان الحائط لايولد حرارة, وكانت درجة حرارته الابتدائية (T_i), ودرجة حرارة المائع (T_∞) بحيث ان ($T_\infty \neq T_i$), سنتمكن من اختزال المعادلة (3.9) الى

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha}\frac{\partial T}{\partial t} \qquad (4.9)$$

We can solve equation (4.9) analytically to obtain the unsteady-state temperature distribution T(x, t). However, the equation is better transformed to a non-dimensional form by defining a non-dimensional temperature Φ,

نستطيع حل المعادلة (4.9) تحليلياً للحصول على توزيع درجة الحرارة غير المستقر [T(x, t)]. الا انه من الافضل تحويلها الى صيغة لا بعدية عن طريق تعريف درجة الحرارة غير البعدية Φ,

$$\Phi = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} \qquad (4.10)$$

where $0 \leq \Phi \leq 1$. We can also define a dimensionless coordinate X as

بحيث يكون ($0 \leq \Phi \leq 1$). ويكمننا ايضاً تعريف محور غير بعدي (X) كالآتي

$$X \equiv \frac{x}{L} \qquad (4.11)$$

A dimensionless time, which is the ***Fourier number*** F_o, is defined as

كما يمكن تعريف زمن غيربعدي يسمى *رقم فورير* (F_o) هو

$$F_0 = \frac{\alpha\, t}{L^2} \qquad (4.12)$$

Substitution into equation (4.9) gives the non-dimensional equation as follows

وبالتعويض في المعادلة (4.9) نحصل على المعادلة غير البعدية بالصيغة الآتية

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial X^2} = \frac{1}{\alpha}\frac{\partial \Phi}{\partial F_o} \qquad (4.13)$$

The initial and boundary conditions are

لدينا الشروط الابتدائية والحدودية التالية

Initial condition: الشرط الابتدائي:

$T(x, 0) = T_i \quad \equiv \quad \Phi(X, 0)) = 1$

Boundary conditions: الشرروط الحدودية:

$\frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{x=0} = 0 \quad \equiv \quad \frac{\partial \Phi}{\partial X}\Big|_{X=0} = 0$

$-k\frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{x=L} = h\,[T(L, t) - T_\infty] \quad \equiv \quad k\frac{\partial \Phi}{\partial X}\Big|_{X=1} = -\,Bi\,\Phi(1,F_0)$

where Bi is the Biot number.

حيث ان الرمز (Bi) يمثل رقم بايوت.

4.2.1 Analytical Solution

Equation (4.13) for a plane wall can be solved analytically by mathematical techniques. However, the solution is complex and involves ***infinite series*** which are difficult to deal with. Nevertheless, the final equation may be reduced to the first term of the series, provided $F_0 > 0.2$. This will yield an approximate solution with an error less than 2%, thus we can write the equation for the wall non-dimensional temperature Φ_{wall} as

4.2.1 الحل التحليلي

يمكن حل المعادلة (4.13) تحليلياً للجدار المستوي باستخدام التقنيات المتاحة في الرياضيات, الا ان الحل معقد ويشمل ***متسلسلات لا نهائية*** يصعب التعامل معها. ولكن بالامكان اختزال المعادلة النهائية لتشتمل على حد المتسلسلة الاول فقط, وذلك عندما يكون ($F_0 > 0.2$). ويمنح هذا الافتراض حلاً تقريبياً بنسبة خطأ لاتتعدى (2%), وعليه نستطيع كتابة المعادلة لدرجة حرارة الجدار غير البعدية (Φ_{wall}) بالصيغة الآتية

$$\Phi_{wall} = \sum_{n=1}^{\infty} G_n \exp(-\,\xi_1^2 F_o)\cos(\xi_1 X) \quad \text{(form of the analytical solution)}$$

$$\Phi_{wall} = G_1\, e^{(-\,\xi_1^2 F_o)}\cos(\xi_1 X) \quad \text{(first term الحد الاول)} \qquad (4.14)$$

$$G_1 = \frac{4\sin\xi_1}{2\,\xi_1 + \sin(2\,\xi_1)} \qquad (4.15)$$

$$\xi_1 \tan \xi_1 = Bi \qquad (4.16)$$

For a given value of Biot number Bi, the constants ξ_1 and G_1 can be evaluated from equations (4.15) and (4.16). The values are then used to find the unsteady-temperature distribution from equation (4.14).

ولأي قيمة معينة لرقم بايوت (Bi), نستطيع تقدير قيم الثوابت (ξ_1) و (G_1) باستخدام المعادلتين (4.15) و (4.16), ومن ثم ايجاد توزيع درجة الحرارة غير المستقر من المعادلة (4.14)

4.2.2 Cylinders & Spheres

4.2.2 الاجسام الاسطوانية والكروية

Approximate solutions may be developed for infinite cylinders and spheres as follows

يمكن التوصل الى حلول تقريبية للاجسام اسطوانية الشكل ذات الطول اللا نهائي وكذلك للاجسام الكروية على النحو الآتي

For an infinite cylinder اسطوانة لانهائية , radius = r_0 , $(L/r_o \geq 10)$, $F_o \gg 0.2$

$$\Phi_{cyliner} = G_1\, e^{\left(-\xi_1^2 F_o\right)} J_o(\xi_1 R) \qquad (4.17)$$

For a sphere الكرة , radius = r_o , $F_o \gg 0.2$

$$\Phi_{sphere} = G_1\, e^{\left(-\xi_1^2 F_o\right)} \frac{1}{\xi_1 R}\sin(\xi_1 R) \qquad (4.18)$$

$R = r/r_0$

J_o = Zeroth order Bessel function of the first kind دالة بسل

Table 4.1 is used to determine values for G_1 and ξ_1 for a range of Bi for the three shapes. Table 4.2 provides values for ***Bessel function*** J_o.

يستخدم الجدول 4.1 لاستخراج قيم (G_1) و (ξ_1) مقابل قيم معينة لرقم بايوت (Bi) للاشكال الهندسية الثلاثة. كما يتضمن الجدول 4.2 قيماً ***لدالة بسل*** (J_o).

4.2.3 Central Temperature

4.2.3 درجة الحرارة في المركز

To determine the temperature at the center of the body, equations (4.14, 4.17 and 4.18) are simplified to the following expressions

لتقدير قيمة درجة الحرارة في مركزالجسم, نختصر المعادلات (4.14 و 4.17 و 4.18) الى الصيغ الآتية

1. At the mid-plane of the wall: (x = 0): في المستوى المنتصف للجدار

$$\Phi_{0,\,wall} = G_1\, e^{\left(-\xi_1^2 F_o\right)} \qquad (4.19)$$

2. At the central line of a cylinder: (r = 0): على امتداد خط المركز للاسطوانة

$$\Phi_{0,\,cyliner} = G_1\, e^{\left(-\xi_1^2 F_o\right)} \qquad (4.20)$$

3. At the central of a sphere: (r = 0): في مركز الجسم الكروي

$$\Phi_{0,\,sphere} = G_1\, e^{\left(-\xi_1^2 F_o\right)} \qquad (4.21)$$

$$\Phi_0 = \frac{T_0 - T_\infty}{T_i - T_\infty} \qquad (4.22)$$

Table 4.1 الجدول

Constants used in the one-term approximate solution الثوابت المستخدمة في الحل التقريبي الى حد واحد

	Plane wall		Cylinder		Sphere	
Bi	ξ_1	G_1	ξ_1	G_1	ξ_1	G_1
0.01	0.0998	1.0017	0.1412	1.0025	0.1730	1.0030
0.02	0.410	1.0033	0.1995	1.0050	0.2445	1.0060
0.03	0.1723	1.0049	0.2440	1.0075	0.2991	1.0090
0.04	0.1987	1.0066	0.2814	1.0099	0.3450	1.0120
0.05	0.2218	1.0082	0.3143	1.0124	0.3854	1.0149
0.06	0.2425	1.0098	0.3438	1.0148	0.4217	1.0179
0.07	0.2615	1.0114	0.3709	1.0173	0.4551	1.0209
0.08	0.2791	1.0130	0.3960	1.0197	0.4860	1.0239
0.09	0.2956	1.0145	0.4195	1.0222	0.5150	1.0286
0.1	0.3111	1.0161	0.4417	1.0246	0.5423	1.0298
0.2	0.4328	1.0311	0.6170	1.0483	0.7953	1.0592
0.3	0.5218	1.0450	0.7465	1.0712	0.9208	1.0880
0.4	0.5932	1.0580	0.8516	1.0931	1.0528	1.1164
0.5	0.6533	1.0701	0.9408	1.1143	1.1656	1.1441
0.6	0.7051	1.0814	1.0184	1.1345	1.2644	1.1713
0.7	07506	1.0918	1.0873	1.1539	1.3525	1.1978
0.8	0.7910	1.1016	1.1490	1.1724	1.4320	1.2236
0.9	0.8274	1.1107	1.2048	1.1902	1.5044	1.2488
1.0	0.8603	1.1191	1.2558	1.2071	1.5708	1.2732
2.0	1.0769	1.1785	1.5995	1.3384	2.0288	1.4793
3.0	1.1925	1.2102	1.7887	1.4191	2.2889	1.6227
4.0	1.2646	1.2287	1.9081	1.4698	2.4556	1.7202
5.0	1.3138	1.2403	1.9898	1.5029	2.5704	1.7870
6.0	1.3496	1.2479	2.0490	1.5253	2.6537	1.8338
7.0	1.3766	1.2532	2.0937	1.5411	2.7165	1.8673
8.0	1.3978	1.2570	2.1286	1.5526	2.7654	1.8920
9.0	1.4149	1.2598	2.1566	1.5611	2.8044	1.9106
10.0	1.4289	1.2620	2.1795	1.5677	2.8363	1.9249
20.0	1.4961	1.2699	2.2880	1.5919	2.9857	1.9781
30.0	1.5202	1.2717	2.3261	1.5973	3.0372	1.9898
40.0	1.5325	1.2723	2.3455	1.5993	3.0632	1.9942
50.0	1.5400	1.2727	2.3572	1.6002	3.0788	1.9962
100.0	1.5552	1.2731	2.3809	1.6015	3.1102	1.9990
∞	1.5708	1.2732	2.4048	1.6021	3.1416	2.0000

Table 4.2 الجدول

Bessel function of the first kind - Zeroth and first order
دالة بسل من من النوع الاول - درجة الصفر والدرجة الاولى

Z	$J_o(z)$	$J_1(z)$
0.0	1.0000	0.0000
0.1	0.9975	0.0499
0.2	0.9900	0.0995
0.3	0.9776	0.1483
0.4	0.9604	0.1960
0.5	0.9385	0.2423
0.6	0.9120	0.2867
0.7	0.8812	0.3290
0.8	0.8463	0.3688
0.9	0.8075	0.4059
1.0	0.7652	0.4400
1.1	0.7196	0.4709
1.2	0.6711	0.4983
1.3	0.6201	0.5220
1.4	0.5669	0.5419
1.5	0.5118	0.5579
1.6	0.4554	0.5699
1.7	0.3980	0.5778
1.8	0.3400	0.5815
1.9	0.2818	0.5812
2.0	0.2239	0.5767
2.1	0.1666	0.5683
2.2	0.1104	0.5560
2.3	0.0555	0.5399
2.4	0.0025	0.5202
2.5	-0.0968	-0.4708

4.2.4 Heat Exchange

4.2.4 التبادل الحراري

The total heat lost or gained by the wall Q at any time t may be evaluated by

نستطيع تقييم الحرارة المكتسبة او المفقودة من الجدار (Q) عند اي لحظة زمنية (t) بتطبيق العلاقة

$$Q = \int \rho C\,[T_i - T_{(x,t)}]\,dV \qquad (4.23)$$

$T_{x,t}$ = temperature position x and time t

$T_{x,t}$ = درجة الحرارة في الموقع (x) والزمن (t)

If the integration is carried out over the whole volume of the wall, the maximum heat transfer Q_{max} would occur when time approaches infinity $t \rightarrow \infty$; as a result $T_{(x,t)}$ approaches the fluid temperature T_∞, thus

واذا أنجزنا التكامل ليغطي حجم الجدار باكمله (V), فسنحصل على كمية التبادل الحراري القصوى (Q_{max}) عندما يقترب الزمن من ما لانهاية اي ($t \rightarrow \infty$), وبالتالي تصل درجة الحرارة ($T_{(x,t)}$) الى درجة المائع (T_∞) , اذن

$$Q_{max} = \rho\, C\, V(T_i - T_\infty) \qquad (4.24)$$

Assuming constant properties, the ratio Q/Q_{max} is

وبافتراض ثبوت خواص الخواص, تتخذ النسبة (Q/Q_{max}) الصيغة الآتية

$$\frac{Q}{Q_{max}} = \int \frac{[T_i - T_{(x,t)}]}{T_i - T_\infty}\,\frac{dV}{V} = \frac{1}{V}\int 1 - \Phi)dv \qquad (4.25)$$

Now, based on the approximate solution, the integration can be performed for the three geometries, plane wall, cylinder and sphere, to obtain

الآن, استناداً الى مبدأ الحل التقريبي, نستطيع اجراء التكامل للاشكال الهندسية الثلاثة, اي الجدار المستوي والجسم الاسطواني والجسم الكروي, والتوصل الى

$$\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{wall} = 1 - \Phi_{0,\,wall}\,\frac{\sin\zeta_1}{\zeta_1} \qquad (4.26)$$

$$\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{cylinder} = 1 - 2\Phi_{0,\,cylinder}\,\frac{J_1(\zeta_1)}{\zeta_1} \qquad (4.27)$$

$$\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{sphere} = 1 - 3\Phi_{0,\,sphere}\,\frac{\sin\zeta_1 - \zeta_1\cos\zeta_1}{\zeta_1^3} \qquad (4.28)$$

Example 4.3

An insulated steel pipe has an outer diameter of 50-cm and internal diameter of 47-cm. The uniform initial temperature of the pipe wall is -15°C. Crude oil at 75°C was pumped through the pipe, generating a heat transfer coefficient of 570 W/m^{2}K. Compute the temperature of the outer surface of the pipe after 3 min. What will be the heat transfer per unit length from the oil to the pipe after 3 min? The wall of the pipe is to be approximated as a plane wall. Properties of pipe wall are

المثال 4.2

انبوب مصنوع من الصلب الحديدي معزول حرارياً, قطره الخارجي (50-cm) وقطره الداخلي (47-cm) ودرجة حرارة جداره الابتدائية (-15°C). يُضخ في الانبوب نفط خام بدرجة الحرارة (75°C) مولداً معامل انتقال حرارة مقداره (570 W/m^{2}K). احسب درجة حرارة سطح الانبوب الخارجي بعد مرور 3 دقائق. وما هو مقدار الحرارة المنتقلة من النفط لكل وحدة طول بعد مرور 3 دقائق؟ يمكنك ان تفترض بأن جدار الانبوب يتخذ شكل الجدار المستوي على وجه التقريب, علماً ان خواص الجدار هي

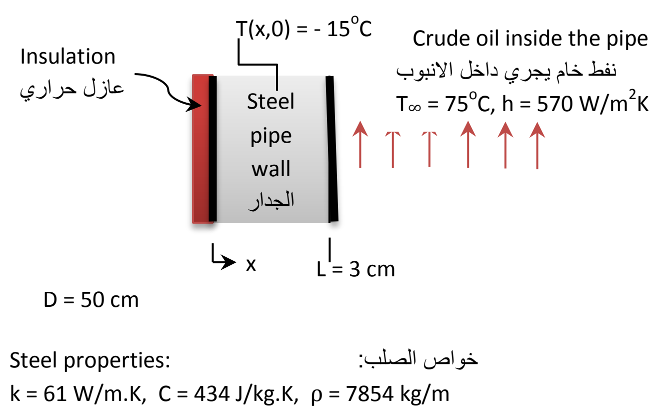
$$k = 61\ \text{W/m.K},\ \ C = 434\ \text{J/kg.K},\ \ \rho = 7854\ \text{kg/m}^3$$

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



Find:

1. The temperature of the outer surface after 3 min.
2. The heat transfer to the pipe per unit length after 3 min.

المطلوب ايجاده:

1. درجة حرارة سطح الانبوب الخارجي بعد مرور 3 دقائق.
2. كمية الحرارة المنتقلة لكل وحدة طول من الانبوب بعد مرور 3 دقائق.

Assumptions:

1. Since the thickness of the wall is very small, the pipe wall can be considered as a plane wall.
2. Constant properties.

الافتراضات:

1. يمكننا تقريب جدار الانبوب الى شكل الجدار المستوي, لان سمكه صغير جداً نسبة الى قطره.
2. خواص الانبوب ثابتة المقدار.

Analysis:

We calculate the Fourier number to check the eligibility of applying the approximate solution,

التحليلات:

نحسب رقم فورير لغرض تدقيق امكانية تطبيق الحل التقريبي,

$$F_0 = \frac{\alpha\ t}{L^2} \qquad \text{(Eqn. 4.12)}$$

$$\alpha = k/\ \rho\ C = 61/(\ 7854\ x\ 434) = 1.7895\ x\ 10^{-5}\ m^2/s$$

$$F_0 = \frac{0.000017895\ x\ (3\ x\ 60)}{0.03^2} = 3.579$$

The value of F_o is greater than 0.2, thus we can apply the one-term series approximation,

بما ان قيمة (F_o) اكبر من (0.2), لذا نستطيع تطبيق الحل التقريبي واختزال المتسلسلة الى حد واحد,

$$\Phi_{wall} = G_1\, e^{\left(-\ \xi_1^2 F_o\right)} \cos(\xi_1 X) \qquad \text{(eqn. 4.14)}$$

To find G_1 and ζ from table 4.1, we first calculate the Biot number,

لاستخراج قيم (G_1) و (ζ) من الجدول 4.1, علينا اولا حساب قيمة رقم بايوت,

$$Bi = hL/k = 570\ x\ 0.03/61 = 0.280$$

Referring to table 4.1, the values of ζ and G_1 are 0.50 and 1.04 approximately.

وبالرجوع الى الجدول 4.1 نجد قيمة كل من (ζ) و (G_1) تساوي 0.5 و 1.04 على وجه التقريب.

In this case X =1, thus after substituting into equation (4.14), we obtain

في هذه الحالة (X =1), اذن بعد التعويض في المعادلة (4.14) نحصل على

$$\Phi_{wall} = 1.04\, e^{(-0.5^2 \times 3.579)} \cos(0.5 \times 1)$$

$$\Phi_{wall} = 0.373$$

$$\Phi = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty}$$

$$0.0.373 = \frac{T - 75}{(-15) - 75}$$

$$T(L, 3\ min) = \underline{41.427^oC}$$

The heat transfer to the pipe wall is now determined by applying equation (4.26),

والآن نطبق المعادلة (4.26) لتحديد كمية الحرارة المنتقلة الى الجدار,

$$\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{wall} = 1 - \Phi_{0,\,wall}\ \frac{\sin \zeta_1}{\zeta_1} \qquad \text{(Eqn. 4.26)}$$

$$\Phi_{0,\,wall} = G_1\, e^{(-\xi_1^2 F_o)} \qquad \text{(Eqn. 4.19)}$$

$$\Phi_{0,\,wall} = 1.04\, e^{(-0.5^2 \times 3.579)} = 0.425$$

$$\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{wall} = 1 - 0.425\left(\frac{\sin 0.5}{0.5}\right) = 0.592$$

$$Q_{max} = \rho\, C\, V(T_i - T_\infty) \qquad \text{(Eqn. 4.24)}$$

$$Q_{max} = 7854 \times 434\ (\pi\, D\, L)\ (-15-75)$$

(Volume per unit length)

$$Q_{max} = 7854 \times 434\ (\pi \times 0.5 \times 0.03)\ (-15-75) = -1.445 \times 10^7\ J/m$$

$$\left(\frac{Q}{-1.445 \times 107}\right) = 0.592$$

$$Q = \underline{-8.554 \times 10^6\ J/m}$$

Comments:

1. The assumption of a plane wall may produce good results if the diameter of the pipe is much larger than the thickness of the pipe wall. This is the case for large gas pipelines in the oil industry.
2. The negative sign indicate that the heat transfer is from the gas to the wall.

الملاحظات:

1. يمنح الافتراض بأن جدار الانبوب جدارمستوي نتائج جيدة عندما يكون قطر الانبوب اكبربكثير من سمك جداره. وتتمثل هذه الحالة بانابيب نقل الغاز الكبيرة في مجال الصناعات النفطية.
2. تشير علامة الناقص الى ان الحرارة تنتقل من الغاز الى جدار الانبوب.

Exercise:

A large aluminum-alloy plate of 5-cm thickness at an initial temperature of 25°C was heated in an oven by a stream of gas at 600°C. If the plate remains in the oven for 8 min, calculate the temperature at the central plane of the wall. Take the heat transfer coefficient to be 600 W/m^{2}K.

Properties:

تمرين:

سُخنت صفيحة كبيرة المساحة مصنوعة من سبيكة الالمنيوم سمكها (5-cm) ودرجة حرارتها الابتدائية (600°C) في فرن بواسطة تيار من الغاز بدرجة (600°C). فاذا استمر التسخين في الفرن لفترة (8 min), احسب درجة الحرارة في المستوي المنصف للجدار. اتخذ قيمة لمعامل انتقال الحرارة بحدود (600 W/m^{2}K).

خواص السبيكة:

k = 177 W/m.K, C = 875 J/kg.K, ρ = 2770 kg/m^3

4.3 Heisler Charts

The application of Heisler chars to solve transient-conduction problems is considered as one of the most popular graphical technique. They are a set of charts presented by M.P ***Heisler*** [9] and supplemented by ***H. Gröber*** [10]. The charts permit the determination of the central temperature $T_o(t)$ at time t, the temperature at any location and time T(x,t) and the total amount of heat transfer Q up to the time t. The charts were based on the analytical solution for transient conduction in a plane wall, a long cylinder and a sphere.

4.3 مخططات هيزلر

يُعد تطبيق مخططات هيزلر أحد تقنيات الرسومات البيانية الشائعة لحل مسائل التوصيل غير المستقر. وهي عبارة عن مجموعة من المخططات توصل اليها ***هيزلر*** [9] واكملها ***غروبر*** [10], وبها يمكن تحديد قيم كل من درجة الحرارة المركزية [$T_o(t)$] عندالزمن (t), ودرجة الحرارة في اي موقع وزمان [T(x,t)], وكمية الحرارة الاجمالية المنتقلة (Q) لحين بلوغ الزمن (t). وقد رُسمت المخططات استناداً الى نتائج الحل التحليلي للتوصيل العابر الخاص بثلاثة اشكال هندسية وهي الجدار المستوي والاسطوانة الطويلة والكرة.

The applicability of the charts is limited by the conditions: the body is initially at uniform temperature, the temperature and convection heat transfer coefficient of the surroundings must remain uniform and constant and there shouldn't be any heat generation.

ان تطبيق المخططات محدد بالشروط الاتية: تكون درجة الحرارة الابتدائية للجسم منتظمة في جميع اجزائه, وتبقى كل من درجة الحرارة وقيمة معامل انتقال الحرارة بالحمل ثابتة في المحيط, وان لايحصل اي توليد حراري في الجسم.

Figures 4.4, 4.5 and 4.6 show the set of charts for a plane wall of thickness 2L, a long cylinder of radius r_o and a sphere of radius r_o. The application of charts will be demonstrated in the following examples.

يتضح في الاشكال (4.4) و (4.5) و (4.6) مجموعة من المخططات لجدار مستوي سمكه (2L), ولجسم اسطواني طويل نصف قطره (r_o), وكذلك لجسم كروي نصف قطره (r_o), وسنوضح تطبيق هذه المخططات في الامثلة الآتية.

Example 4.4

A very large metal plate has a thickness of 10-cm, is initially at 200°C. The plate is suddenly exposed to a fluid stream at 50°C with a convective heat transfer coefficient 250 W/m²K. Determine

a- The temperature at a depth of 3.5-cm after 8 min.

b- The heat lost per unit area from the plate after 8 min.

المثال 4.4

صفيحة معدنية مساحتها السطحية كبيرة جداً, سمكها يساوي (10-cm) ودرجة حرارتها الابتدائية (200°C). تعرضت الصفيحة فجأةً الى تيار مائع جاري درجة حرارته (50°C), فاذا كان معامل انتقال حرارة بالحمل بين السطح والمائع مساوياً (250 W/m²K) اوجد

أ- درجة الحرارة على عمق (3.5-cm) بعد مرور 8 دقائق.

ب- كمية الحرارة المفقودة لكل وحدة مساحة من الصفيحة بعد مرور 8 دقائق.

$k_{metal} = 60$ W/m.K , $\alpha_{metal} = 18 \times 10^{-6}$ m²/s

$\rho_{metal} = 7830$ kg/m³ $C_{metal} = 430$ J/kg.K

Hesler Charts [9, 10, 13] مخططات هيزلر

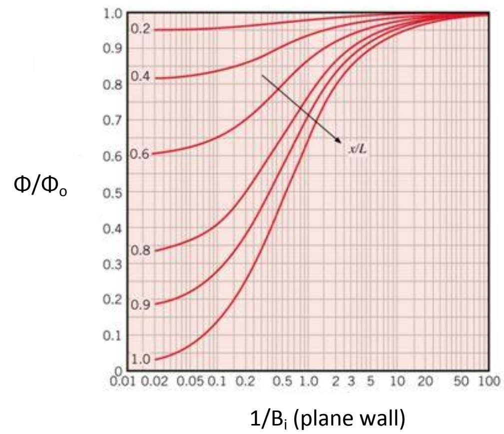


Figure 4.4-a الشكل

Temperature distribution in a plane wall توزيع درجة الحرارة في الجدار المستوي

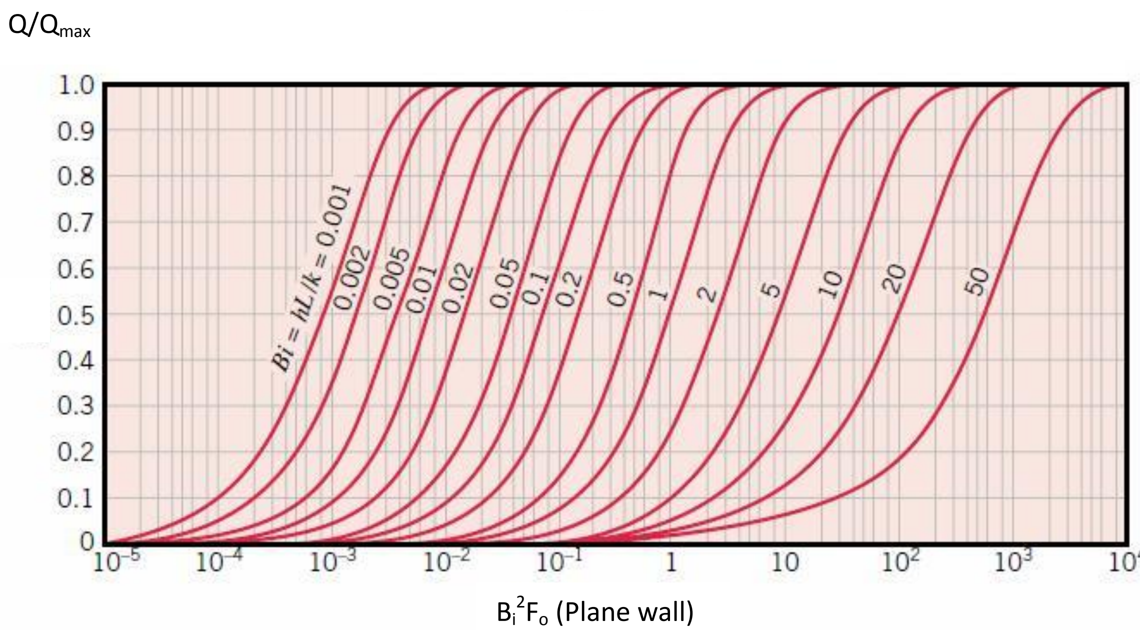


Figure 4.4-b الشكل

Heat transfer - plane wall انتقال الحرلرة في الجدار المستوي

Hesler Charts [9, 10, 13] مخططات هيزلر

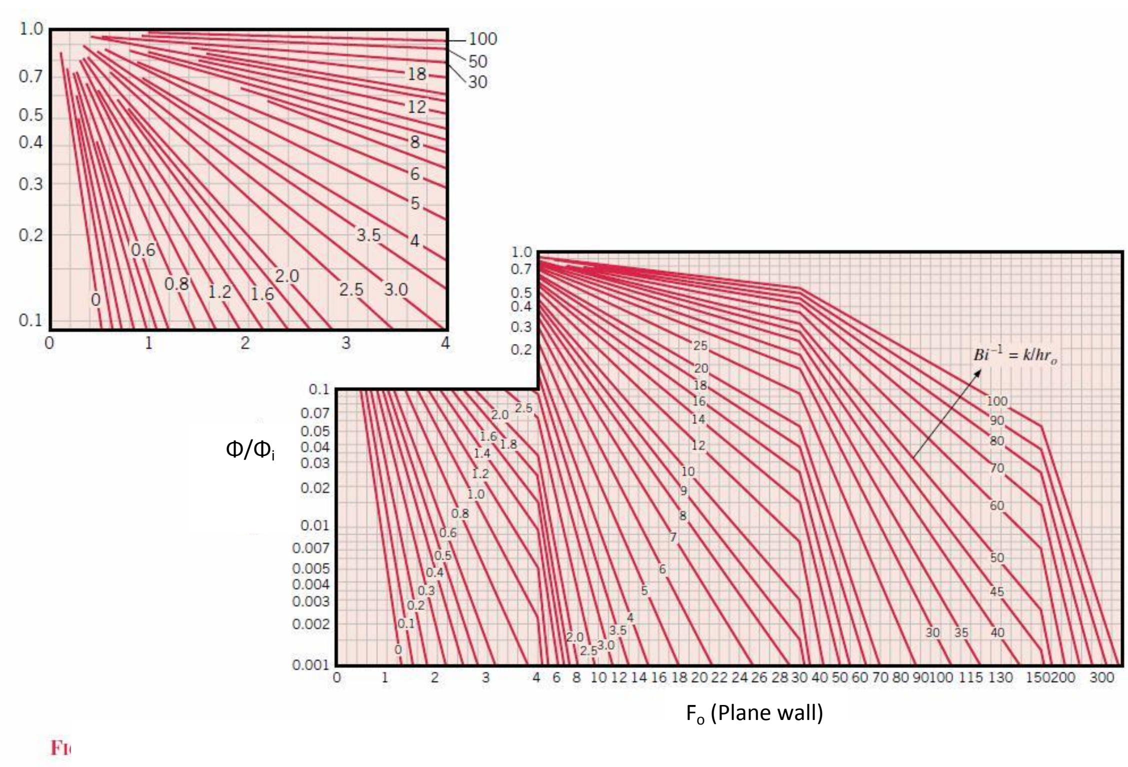


Figure 4.4-c الشكل

Mid-plane temperature - Plane wall درجة الحرارة في منصف الجدار المستوي

<u>Heisler Charts [9, 10, 13] مخططات</u>

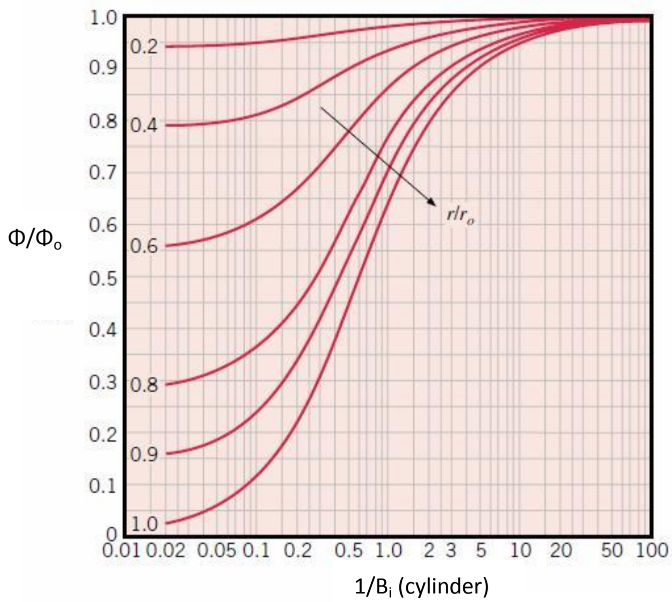


Figure 4.5-a الشكل

Temperature distribution in cylinder توزيع درجة الحرارة في الاسطوانة

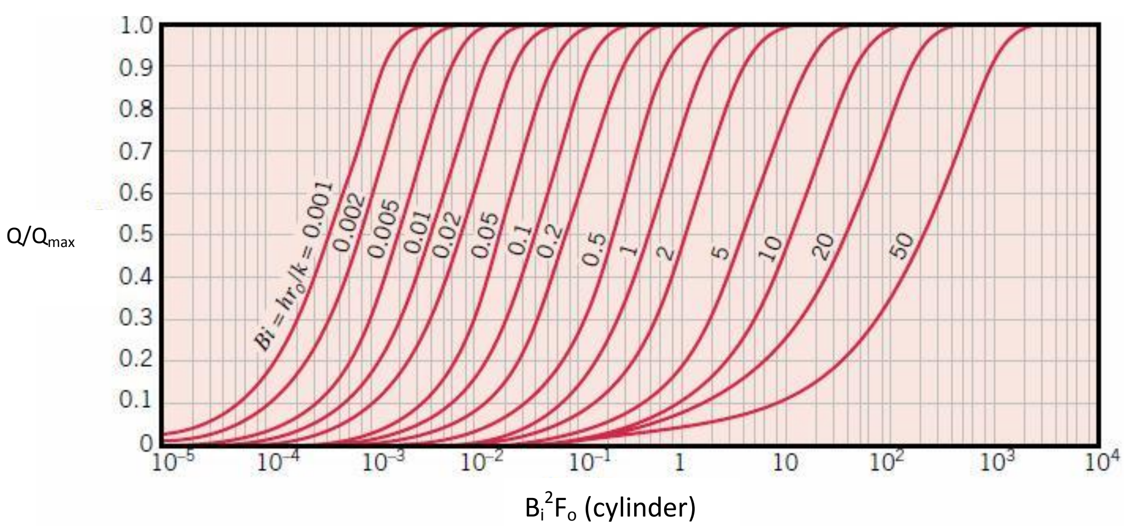


Figure 4.5-b الشكل

Heat Transfer - Long cylinder انتقال الحرلرة في الاسطوانة الطويلة

Heisler Charts [9, 10, 13] مخططات

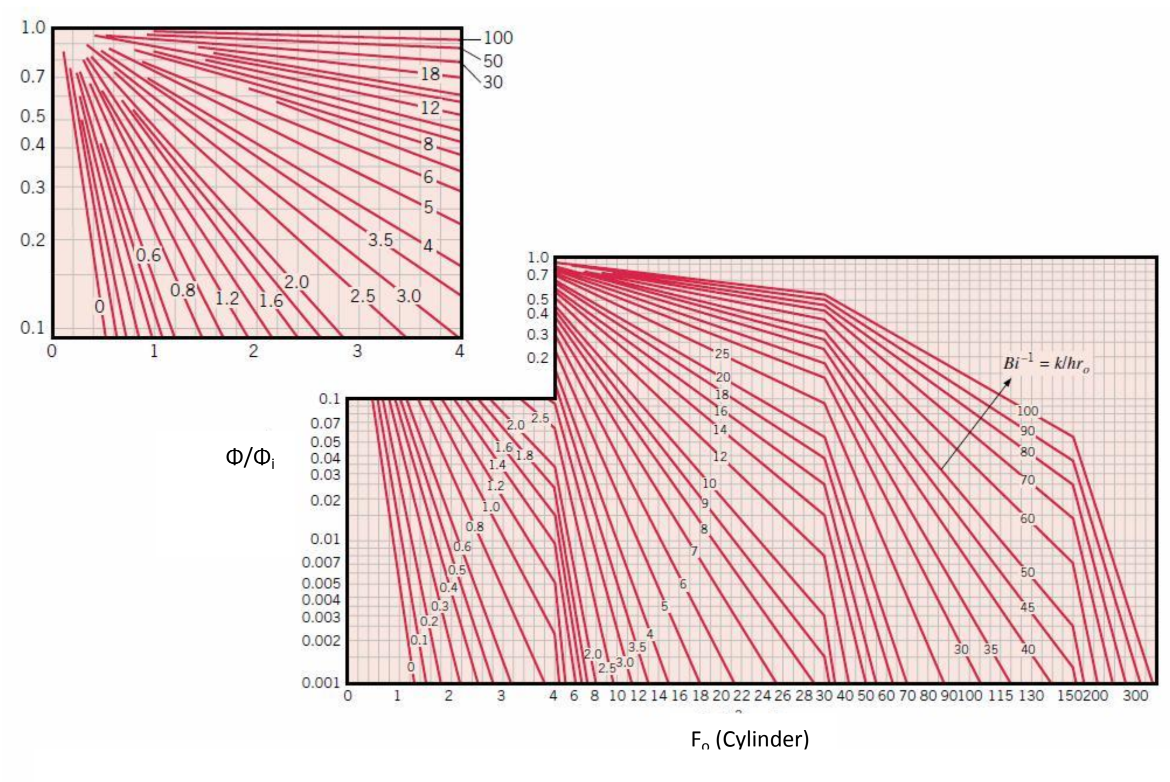
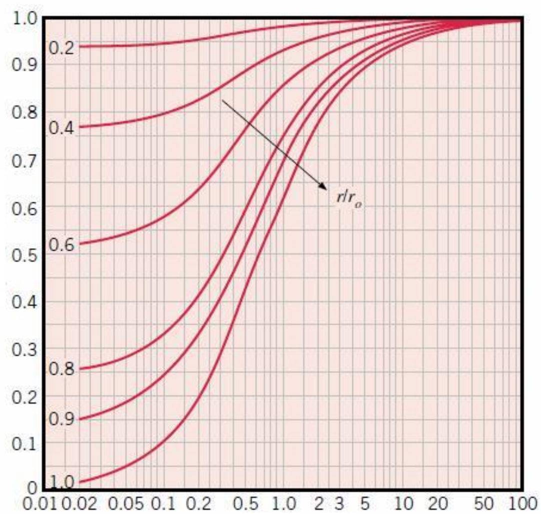


Figure 4.5-c الشكل

Central line temperature – Long cylinder درجة الحرارة على امتداد الخط المركزي للاسطوانة الطويلة

Heisler Charts [9, 10, 13] مخططات

Φ/Φo

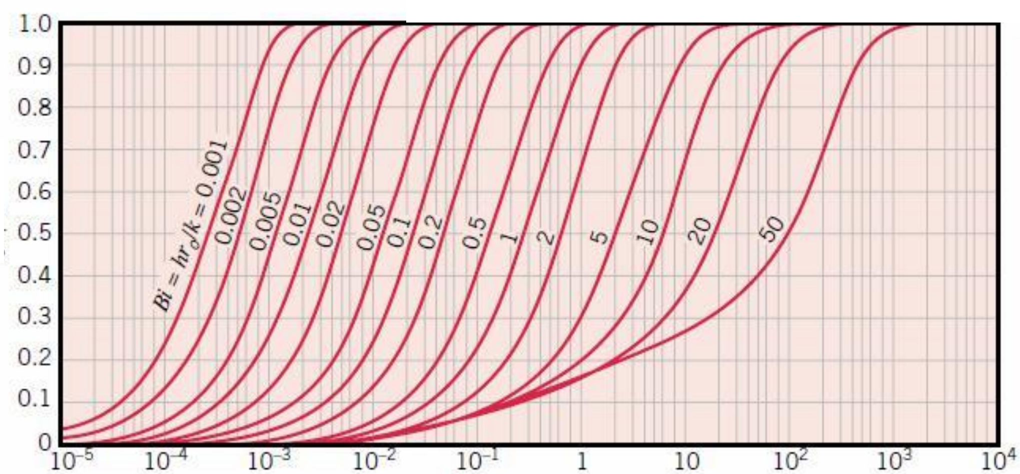


1/B_i (sphere)

Figure 4.6-a الشكل

Temperature distribution in sphere توزيع درجة الحرارة في الكرة

Q/Q_{max}



$B_i^2F_o$ (Sphere)

Figure 4.6-b الشكل

Heat transfer - Sphere انتقال الحرلرة في الكرة

Heisler Charts [9, 10, 13] مخططات

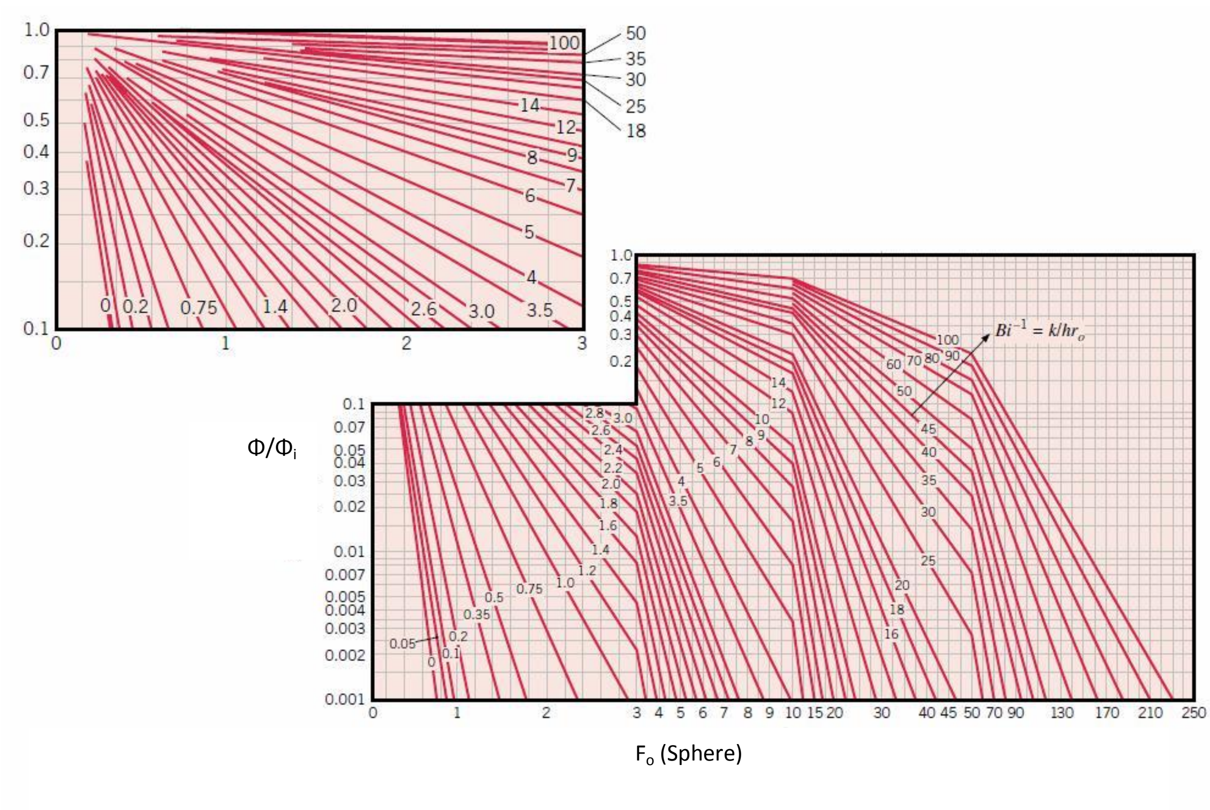


Figure 4.6-c الشكل

Central temperature – Sphere درجة الحرارة في مركز الكرة

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

2L= 10 cm = 0.1 m, L = 0.5 m

T_i = 200°C, T_∞ = 50°C, h = 250 W/m²K

k_{metal} = 60 W/m.K, α_{metal} = 18 x 10^{-6} m²/s

ρ_{metal} = 7830 kg/m³ C_{metal} = 430 J/kg.K

Find:

a- The temperature T(x,t) at a depth of 3.5-cm after 8 min.

b- The heat lost per unit area from the plate after 8 min.

المطلوب ايجاده:

أ- درجة الحرارة [T(x,t)] على عمق (3.5-cm) بعد مرور 8 دقائق.

ب- كمية الحرارة المفقودة لكل وحدة مساحة من الصفيحة بعد مرور 8 دقائق.

Assumptions:

1. One-dimensional unsteady conduction.
2. Constant properties.

الافتراضات:

1. توصيل احادي البعد غير مستقر.
2. خواص الصفيحة ثابتة.

Analysis:

a- To find T(x,t),

We first calculate the Biot number Bi and the Fourier number F_o,

التحليلات:

أ- ايجاد قيمة [T(x,t)],

نحسب اولاً رقم بايوت (Bi) ورقم فورير (F_o),

$$Bi = \frac{h\,L}{k} = \frac{250 \text{ x } 0.05}{60} = 0.2083$$

$$F_o = \frac{\alpha\, t}{L^2} = \frac{18 \text{ x } 10^{-6}\ \ 8 \text{ x } 60}{0.05^2} = 3.456$$

The value of Bi is greater than 0.1, therefore the lumped capacity method is not applicable. However, the value of F_o is greater than 0.2, indicating that we can apply the approximate one-term solution. Accordingly, we may use the Heisler charts for this task.

بما ان قيمة (Bi) اكبر من (0.1) لذا لايمكن تطبيق طريقة السعة الشاملة لحل المسألة. لكن قيمة (F_o) هي اكبر من (0.2) مما يشير الى امكانية تطبيق الحل التقريبي ذو الحد الواحد, وعليه يمكننا استخدام مخططات هيزلر لهذا الغرض.

$$\frac{1}{\mathrm{Bi}} = \frac{1}{0.2083} = 4.800$$

x/L = .025/0.05 = 0.5

نقرأ من الشكل (4.4-c),

From Figure 4.4-c,

$\Phi/\Phi_i \approx 2.5$

$$\frac{T_o - T_\infty}{T_i - T_\infty} = 0.25$$

$$\frac{T_o - 50}{200 - 50} = 0.25$$

$T_0 = 87.5^oC$

ونقرأ من الشكل (4.4-a),

From Fig 4.4-a,

$\Phi/\Phi_0 \approx 0.95$

$$\frac{T - T_\infty}{T_o - T_\infty} = \Phi/\Phi_0 = 0.95$$

$$\frac{T - 50}{87.5 - 50} = 0.95$$

T(x,t) = $\underline{85.625^oC}$

ب – لايجاد قيمة (Q), نحسب (Bi^2F_o),

b- To find Q, we calculate Bi^2F_o,

$Bi^2F_o = 0.2083^2 \times 3.45 = 0.1496$

From Figure 4.4-b, the value of Q/Q_{max} is

نستخرج من الشكل (4.4-b) قيمة (Q/Q_{max}) وهي

$Q/Q_{max} = 0.5$

$Q_{max} = \rho\ C\ (2L)\ (T_i - T_\infty) = 7830 \times 430 \times 0.1 \times (200 - 50) = 50.503 \times 10^6\ J/m^2$

$Q = 0.5 \times Q_{max} = 0.5 \times 50.503 \times 10^6 = \underline{25.251 \times 10^6\ J/m^2}$

Comments:

The accuracy of the answer depends on the reading error of the Heisler charts.

الملاحظات:

تعتمد دقة الجواب على نسبة الخطأ في قراءة المعلومات من مخططات هيزلر.

Example 4.5

A 5-cm diameter brass sphere, initially at 600°C, is cooled in a liquid bath at 30°C. If the heat transfer coefficient is 850 W/m^2K, how long should the sphere be in the bath until the center temperature drops to 150°C?

The properties of the sphere:

المثال 4.5

جسم كروي مصنوع من مادة النحاس الاصفر (البراس) قطره (5-cm) ودرجة حرارته الابتدائية (600°C). تم تبريد الجسم في حوض يحتوي سائل درجة حرارته (30°C). فاذا كان مقدار معامل انتقال الحرارة ($850\ W/m^2K$), كم من الوقت يجب ان يبقى الجسم الكروي في الحوض لتنخفض درجة حرارة مركزه الى (150°C)؟

خواص الجسم الكروي:

$$k = 110\ W/m.K,\ C = 380\ J/kg.K,\ \rho = 8530$$

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$$D = 3\ cm = 0.05\ m,\ r_0 = 0.025\ m$$
$$T_\infty = 30^oC,\ T_i = 600°C,\ T_0 = 150°C$$
$$k = 110\ W/m.K,\ C = 380\ J/kg.K,\ \rho = 8530,\ h = 650\ W/m^2K$$

Find:

The time required for cooling the sphere

المطلوب ايجاده:

الزمن اللازم لانجازعملية تبريد الجسم الكروي

Assumptions:

1. One-dimensional unsteady conduction.
2. Constant properties.
3. The Fourier number is greater than 0.2.

الفتراضات:

1. التوصيل احادي البعد غير مستقر.
2. خواص الصفيحة ثابتة.
3. قيمة رقم فورير اكبر من 0.2.

Analysis:

التحليلات:

$$Bi = \frac{h\, r_0}{k} = = \frac{850 \text{ x } 0.025}{110} = 0.193$$

$$1/Bi = 5.181$$

$$\Phi/\Phi_i = \frac{T_o - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \frac{150-30}{600-30} = 0.210$$

Since Bi is greater than 0.1, the lumped capacity method is not applicable. We therefore apply the Heisler charts for this task.

بمـا ان قيمـة (Bi) اكبـر مـن (0.1) لـذا لايمكـن تطبيـق طريقـة السـعة الشـاملة لحـل هذه المسـألة, وعليـه نستعين بمخططات هيزلر لانجاز الحل.

From Figure 5.6-c, the value of F_o is

نقرأ من الشكل (5.6-c) قيمة (F_o),

$$F_o \approx 2.8$$

$$F_o = \frac{\alpha\, t}{r_0^2}$$

$$\alpha = k/C\rho = 110/8530 \text{ x } 380 = 33.93 \text{ x } 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$2.8 = \frac{33.93 \text{ x } 10^{-6}\, t}{0.025^2}$$

$$\therefore t = \underline{51.57 \text{ s}}$$

Comments:

الملاحظات:

1- The value of F_o is 2.8 approximately which is greater 0.2. Thus it the use of the Heisler chats is justified.
2- The central temperature has dropped to 150°C in less than a minute. This indicates that the cooling process is fast and may be considered as a ***quenching*** process.

1. حصـلنا علـى قيمـة (F_o) بحـدود (2.8) علـى وجـه التقريـب, وهـي اكبـر مـن (0.2), لـذا فـان اسـتخدام مخططات هيزلر صحيح ومبرر.
2. انخفضت درجـة حـرارة مركـز الجسـم الكـروي الـى (150°C) بأقل من دقيقة واحدة, وهذا يشير الـى ان عمليـة التبريـد فـي هذه المسألة سريعة بحيث يمكن عدها ***عملية تسقية*** (اي بمعنى آخر, عمليـة التبريـد السريع النـاجم عن الغمر الفجـائي لجسم ساخن في سائل بارد).

Exercise:

تمرين:

Repeat the calculations of the above example for a ***carbon steel*** sphere, and estimate the heat lost to the liquid bath.

كـرر حسـابات المثـال السـابق لجسم كـروي مصـنوع مـن ***الصلب الكـاربوني***, ثـم اوجـد مقـار الحـرارة المفقـودة الـى السائل الموجود في الحوض.

4.4 Semi-Infinite Solids

A ***semi-infinite*** solid is a body that extends to infinity in all directions except one, thus has one surface only. Earth and a very thick wall are good examples of semi-infinite bodies, provided we are interested in computing the variation of temperature near the surface. A sudden change in the conditions of a semi-infinite body will result in a change in the temperature of its surface. Consequently, ***one-dimensional transient conduction*** will occur within the solid body. In this case, the temperature at any time and position T(x, t) may be determined by solving equation (4.9). However, the appropriate initial and boundary conditions should be established for each case. For example, if a semi-infinite solid, at a uniform initial temperature T_i is exposed to convection by a fluid at T_∞, the conditions will be

4.4 الاجسام الصلبة شبه اللا نهائية

الجسم الصلب ***شبه اللا نهائي*** هو الجسم الذي يمتد الى ما لانهاية في جميع الاتجاهات باستثناء اتجاه واحد, وبالتالي له سطح واحد فقط. وافضل مثال على ذلك سطح الارض وكذلك الجدار السميك جداً, شريطة ان يكون المراد حسابه هو التغير بدرجة الحرارة قرب السطح. أن اي تغير فجائي بالظروف المحيطة بالجسم شبه اللانهائي ستؤدي الى تغير في درجة حرارة سطحه. ولهذا السبب يحدث الانتقال الحراري في اجزاء الجسم بواسطة ***التوصيل العابر-احادي البعد***. ويمكن في هذه الحالة تقييم درجة الحرارة كدالة للموقع والزمن [T(x, t)] عن طريق حل المعادلة (4.9). إلا انه, ينبغي وضع الشروط الابتدائية والشروط الحدودية الملائمة لكل حالة قيد الدراسة. فمثلا اذا تعرض جسم صلب شبه مالانهائي درجة حرارته الابتدائية منتظمة (T_i) الى الحمل الحراري عن طريق مائع درجة حرارته (T_∞), ستكون الشروط الحدودية كما يلي

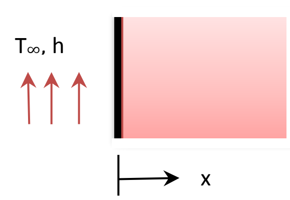


Figure 4.7 الشكل

Semi-infinite solid subjected to convection

جسم صلب شبه لانهائي معرض للحمل الحراري

$$T(x, 0) = T_i$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{x=0} = h\,(T_\infty - T(0, t))$$

The detailed analytical solution of equation (4.9) is available in literature sources [3] and [11]. The resulting equation is of the form,

نقترح مراجعة المصادر [3] و [11] للاطلاع على تفاصيل الحل التحليلي للمعادلة (4.9), حيث ان المعادلة الناتجة تكون بالصيغة,

$$\frac{T - T_i}{T_\infty - T_i} = \text{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha t}}\right) - \left[\exp\left(\frac{hx}{k} + \frac{h^2 \alpha t}{k^2}\right)\right]\left[\text{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha t}} + \frac{h\sqrt{\alpha t}}{k}\right)\right] \qquad (4.29)$$

The ***complementary error function*** erfc (z) is defined as

يمكن تعريف ***دالة الخطأ التكميلية*** [erfc (z)] كما يلي

$$\text{erfc}(z) = 1 - \text{erf}(z)$$

$$\text{erfc}(z) = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z e^{-u^2} du \qquad (4.30)$$

where u is a ***dummy variable***. Equation (4.30) is evaluated numerically for different values of z and the results are recorded in table 4.3. The solution for this case is presented graphically in Figure 4.8.

In the case when the surface temperature of a semi-infinite solid is suddenly changed to T_s, and maintained afterwards, the initial and boundary conditions will be

حيث ان الرمز (u) هو ***متغير وهمي***. وقد تم حل المعادلة (4.30) بالتقنيات العددية لقيم مختلفة من (z), ثم دونت النتائج في الجدول 4.3, كما رُسمت النتائج كخطوط بيانية في الشكل 4.8.

اما في حالة تعرض سطح جسم شبه لانهائي الى تغير فجائي بدرجة حرارته الى (T_s), وابقاء هذه الدرجة ثابتة مع مرور الزمن, فان الشروط الابتدائية والحدودية ستكون كالآتي

$$T(x, 0) = T_i \qquad (x > 0)$$
$$T(0, t) = T_s \qquad (t > 0)$$

and applying the above conditions, the final solution can be expressed as

وبتطبيق الشروط اعلاه يمكن كتابة الحل بالصيغة

$$\frac{T - T_s}{T_i - T_s} = \text{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha t}}\right) \qquad (4.31)$$

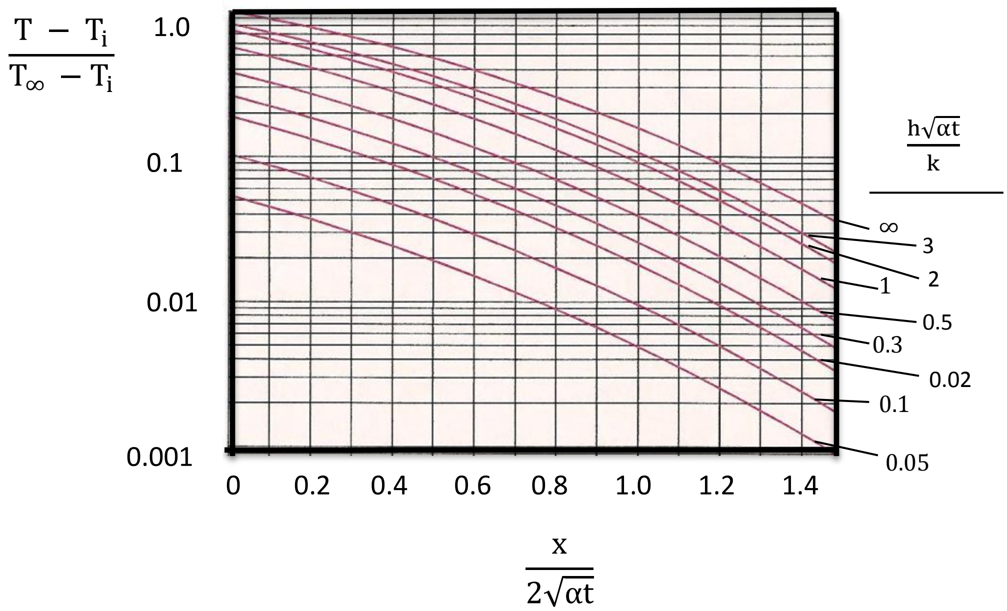


Figure 4.8 الشكل

Semi-infinite solid subjected to convection environment [11]

الجسم شبه اللانهائي المعرض للحمل الحراري

Table 4.3 الجدول

The complementary error function دالة الخطأ التكميلية

z	erfc (z)	z	erfc (z)	z	erfc (z)
0.00	1.0000	0.76	0.2825	1.52	0.03159
0.02	0.9774	0.78	0.2700	1.54	0.02941
0.04	0.9549	0.80	0.2576	1.56	0.02737
0.06	0.9324	0.82	0.2462	1.58	0.02545
0.08	0.9099	0.84	0.2349	1.60	0.02365
0.10	0.8875	0.86	0.2239	1.62	0.02196
0.12	0.8652	0.88	0.2133	1.64	0.02038
0.14	0.8341	0.90	0.2031	1.66	0.01890
0.16	0.8210	0.92	0.1932	1.68	0.01751
0.18	0.7991	0.94	0.1837	1.70	0.01612
0.20	0.7773	0.96	0.1746	1.72	0.01500
0.22	0.7557	0.98	0.1658	1.74	0.001387
0.24	0.7343	1.00	0.1573	1.76	0.01281
0.26	0.7131	1.02	0.1492	1.78	0.01183
0.28	0.6921	1.04	0.1413	1.80	0.01091
0.30	0.6714	1.06	0.1339	1.82	0.01006
0.32	0.6509	1.08	0.1267	1.84	0.00926
0.34	0.6306	1.10	0.1198	1.86	0.00853
0.36	0.6107	1.12	0.1132	1.88	0.00784
0.38	0.5910	1.14	0.1069	1.90	0.00721
0.40	0.5716	1.16	0.10090	1.92	0.00662
0.42	0.5525	1.18	0.09516	1.94	0.00608
0.44	0.5338	1.20	0.08969	1.96	0.00557
0.46	0.5153	1.22	0.08447	1.98	0.00511
0.48	0.4973	1.24	0.07950	2.00	0.00468
0.50	0.4795	1.26	0.07476	2.10	0.00298
0.52	0.4621	1.28	0.07027	2.20	0.00186
0.54	0.4451	1.30	0.06599	2.30	0.00114
0.56	0.4284	1.32	0.06194	2.40	0.00069
0.58	0.4121	1.34	0.05809	2.50	0.00041
0.60	0.3961	1.36	0.05444	2.60	0.00024
0.62	0.3806	1.38	0.05098	2.70	0.00013
0.64	0.3654	1.40	0.04772	2.80	0.00008
0.66	0.3506	1.42	0.04462	2.90	0.00004
0.68	0.3362	1.44	0.04170	3.00	0.00002
0.70	0.3222	1.46	0.03895	3.20	0.00001
0.72	0.3086	1.48	0.03635	3.40	0.00000
0.74	0.2953	1.50	0.03390	3.60	0.00000

The complementary error function is defined as: erfc z =1 - erf z

The Gaussian error function is defined as: $\text{erfc}(z) = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z e^{-u^2} du$

Example 4.6

A large carbon steel slab, 4-cm thick, is initially at 45°C. If one surface is exposed to a sudden temperature increase to 120°C and remained thereafter, what will be the temperature at the center of the slab after 2 min?

المثال 4.6

لوح كبير المساحة مصنوع من الصلب الكاربوني سمكه (4-cm) ودرجة حرارته الابتدائية هي (45°C). فاذا تعرض احد سطحيه الى زيادة مفاجئة بدرجة الحرارة لترتفع الى (120°C), ثم بقيت ثابتة فيما بعد, فما هي درجة الحرارة في مركز اللوح بعد مرور دقيقتين؟

$\alpha \approx 11.6 \times 10^{-6}\ m^2/s$

الحل

Solution

المعلوم:

Given:

$T_i = 45°C$, $T_s = 120°C$, $t = 2\ min = 120\ s$

$x = 4/2 = 2\ cm = 0.02\ m$, $\alpha \approx 11.6 \times 10^{-6}\ m^2/s$

Find:

The temperature in the center of the slab after 2 min

المطلوب ايجاده:

درجة الحرارة في مركز اللوح بعد مرور دقيقتين

Assumptions:

1. The slab is a semi-infinite solid body.
2. One-dimensional transient conduction.
3. Constant properties.

الافتراضات:

1. اللوح هو جسم صلب شبه لانهائي.
2. التوصيل هو توصيل عابر احادي البعد.
3. خواص اللوح ثابتة.

Analysis:

التحليلات:

$$\frac{T - T_s}{T_i - T_s} = \text{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha t}}\right) \qquad \text{(Eqn.4.31)}$$

$$\frac{T - 120}{45 - 120} = \text{erf}\left(\frac{0.02}{2\sqrt{11.6 \times 10^{-6} \times 120}}\right) = \text{erf}\,(0.2680)$$

From table 4.3 we read: نقرأ من الجدول 4.3:

erfc (0.2680) = 0.7026 (average value قيمة وسطية)

$\text{erfc}\ z = 1 - \text{erf}\ z$, $\therefore \text{erf} = 1 - 0.7026 = 0.2974$

$$\frac{T-120}{45-120} = 0.2974$$

$T = \underline{97.695°C}$

Exercise:

Repeat the calculations of example 4.6 for a copper slab of thickness 5-cm.

تمرين:

كرر حسابات المثال 4.6 مستبدلاً اللوح بلوح مصنوع من النحاس سمكه (5-cm).

Example 4.7

One surface of a large thick aluminum plate is exposed to a convection environment at 60°C with a heat transfer coefficient of 510 W/m²K. If the initial temperature of the plate is 185°C, determine the temperature at a depth of 1.75-cm after 1.5 min.

المثال 4.7

يتعرض سطح صفيحة سميكة كبيرة المساحة مصنوعة من الالمنيوم الى ظروف الحمل الحراري عند درجة حراة مقدارها (60°C), والى معامل انتقال الحرارة بحدود (510 W/m²K). فاذا كانت درجة حرارة الصفيحة الابتدائية (185°C), اوجد درجة الحرارة على عمق (1.75-cm) بعد مرور دقيقة ونصف (1.5 min).

$\alpha = 97 \times 10^{-6}\ m^2/s, \quad k = 235\ W/m.K$

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$T_i = 185°C, \quad T_\infty = 60°C, \quad h = 510\ W/m^2K$

$t = 1.5\ min = 90\ s, \quad x = 1.75\ cm = 0.0175\ m$

$\alpha = 97 \times 10^{-6}\ m^2/s, \quad k = 235\ W/m.K$

Find:

The temperature T(x, t) at a depth of 1.75-cm after 1.5 min

المطلوب ايجاده:

درجة الحرارة [T(x, t)] بعمق (1.75-cm) بعد مرور (1.5 min)

Assumptions:

1. The plate is a semi-infinite solid body.
2. One-dimensional transient conduction.
3. Constant properties.

الافتراضات:

1. الصفيحة هي جسم صلب شبه لانهائي.
2. توصيل عابر احادي البعد.
3. خواص الصفيحة ثابتة.

Analysis:

Since the plate surface is exposed to convection, we use Figure 4.8 to find the temperature,

التحليلات:

بما ان سطح الصفيحة معرض للحمل الحراري, لذا يمكننا استخدام الشكل 4.8 لايجاد درجة الحرارة,

$$\frac{x}{2\sqrt{\alpha t}} = \frac{0.0175}{2\sqrt{97 \text{ x } 10^{-6} \text{ x } 90}} = 0.0936$$

$$\frac{h\sqrt{\alpha t}}{k} = \frac{510 \text{ x } \sqrt{97 \text{ x } 10^{-6} \text{ x } 90}}{235} = 0.2027$$

From Figure 4.8, $\frac{T - T_i}{T_\infty - T_i} \approx 0.011$

$$\frac{T - 185}{60 - 185} \approx 0.011$$

$T \approx \underline{183.625^{o}C}$

Comments:

1. The temperature drop was about 1.375°C, because the time is too short for a substantial cooling.
2. The final result depends on the accuracy of reading the graph in Figure 4.8.

الملاحظات:

1. كان الانخفاض بدرجة الحرارة زهاء (1.375°C), وذلك لأن الفترة الزمنية كانت قصيرة جداً وغير كافية لحصول المزيد من التبريد.
2. تعتمد النتيجة على دقة قراءة الخطوط البيانية في الشكل 4.8.

Exercise:

For example 4.7, plot the temperature variation with time for a period of 30 min. Use the available Excel program.

تمرين:

استعين بمعلومات المثال 4.7 وإرسم خطاً بيانياً يوضح التغير الحاصل بدرجة الحرارة خلال فترة زمنية قدرها (30 min). استخدم برنامج الاكسل.

4.5 Transient Two-Dimensional Conduction

4.5 التوصيل العابر- ثنائي البعد

In section 4.3, we considered the application of the Heisler charts to one-dimensional transient conduction associated with three geometries. The charts provide a convenient method to estimate the temperature variation, with position and time, for a large pane wall, a long cylinder and a sphere. Further, for multi-dimensional transfer, it is possible to use the existing charts to combine the solutions for one-dimensional systems. Such a solution for transient two-dimensional conduction may be applied to a short cylinder, a long rectangular bar and a semi- infinite plate or cylinder.

كنا قد درسنا في الفقرة 4.3 تطبيقات مخططات هيزلر لحل مسائل التوصيل العابر في وسط احادي البعد لثلاثة اشكال هندسية. وقد وفرت لنا المخططات طريقة سهلة لتقدير التغيرات في درجة الحرارة مع الموقع والزمن في آن معاً لكل من الجدار المستوي الكبير, والجسم الاسطواني الطويل, والجسم الكروي. الا انه, يمكن استخدام هذه المخططات لحل المسائل المتعلقة بانتقال الحرارة في وسط متعدد الابعاد, حيث يُنجز الحل عن طريق دمج الحلول التي تخص الانتقال ببعد واحد. ويمكن تطبيق هذه الطريقة على التوصيل العابر - ثنائي البعد من جسم اسطواني قصير, ومن جسم طويل مستطيل المقطع, وكذلك من الصفيحة او الجسم الاسطواني شبه اللانهائي.

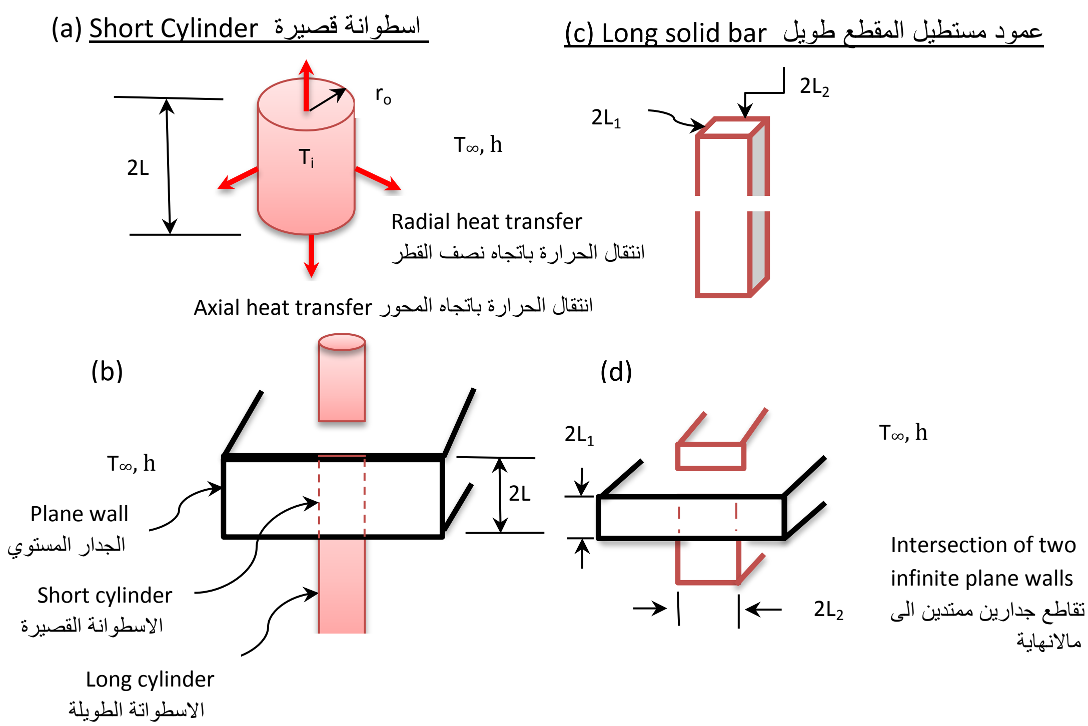


Figure 4.9 الشكل

Short Cylinder and Long rectangular bar جسم اسطواني قصير وعمود مستطيل المقطع طويل

Let us consider the short cylinder of Figure 4.9-(a) whose height is 2L and its radius r_o. The initial uniform temperature of the cylinder is T_i at t = 0, and the ambient is at T_∞ with a heat transfer coefficient h. Transient conduction will occur in the radial and axial direction simultaneously, thus the temperature can be expressed as T (r, x, t). We can now express the ***product solution*** for this two dimensional case as

دعنا نتامل الجسم الاسطواني القصير المبين في الشكل [4.9-(a)] الذي يبلغ طوله (2L) ونصف قطره (r_o). فاذا كانت درجة حرارته الابتدائية (T_i) عند الزمن (t = 0), وكانت درجة حرارة المحيط (T_∞) ومعامل انتقال الحرارة (h), سيحدث التوصيل الحراري العابر باتجاهي نصف القطر والمحور الطولي للجسم في آن معا, لذا يمكن كتابة درجة الحرارة بالصيغة [T (r, x, t)].

يمكننا الآن ان نضع الحل لهذه الحالة ثنائية البعد بطريقة ***ضرب الحلول*** على النحو التالي

$$\left(\frac{T(r,x,t) - T_\infty}{T_i - T_\infty}\right)_{\text{short cylinder}} = \left[\left(\frac{T(x,t) - T_\infty}{T_i - T_\infty}\right)_{\text{plane wall}}\right] \left[\left(\frac{T(r,t) - T_\infty}{T_i - T_\infty}\right)_{\text{infinite cylinder}}\right] \quad (4.32)$$

Equation (4.32) implies that the solution for a two-dimensional short cylinder is the product of the one-dimensional solution of a long cylinder (infinite cylinder) of radius r_o and a plane wall of thickness 2L. The short cylinder is better thought of as two geometries, that is a long cylinder and a plane wall, whose intersection is the short cylinder, as illustrated in Figure 4.9-(b). The same concept can be applied to a long solid rectangular bar of cross section $2L_1$ x $2L_2$, see Figures 4.9-(c) and 4.9-(d). The product solution is the intersection of two infinite plane walls of thicknesses $2L_1$ and $2L_2$. The transient temperature distribution for the bar, in the x and y directions, may therefore be expressed as

تعني المعادلة (4.32) ان الحل للجسم الاسطواني القصير ببعدين هو عبارة عن حاصل ضرب الحل احادي البعد لاسطوانة طويلة (ممتدة الى مالانهاية) نصف قطرها (r_o) والحل لجدارمستوي سُمكه (2L). ويمكن توضيح هذه الحالة باعتبار الجسم الاسطواني القصير متركب من شكلين هندسيين متقاطعين هما اسطوانة طويلة وجدار مستوي, حيث يشكل تقاطعهما الجسم الاسطواني القصير كما هو موضح في الشكل [4.9-(b)]. وبالامكان تطبيق نفس المفهوم للتوصل الى الحل لجسم صلب طويل مستطيل المقطع, مساحة مقطعه ($2L_1$ x $2L_2$), انظر الشكلين [4.9-(c)] و [4.9-(d)]. ويستند الحل في هذه الحالة الى تقاطع جدارين ممتدين الى مالانهاية سمك كل منهما ($2L_1$) و ($2L_2$). وعليه يمكن كتابة توزيع درجة الحرارة العابر بالاتجاهين (x) و (y) بالصيغة الآتية

$$\left(\frac{T(x,y,t) - T_\infty}{T_i - T_\infty}\right)_{\text{rectangular bar}} = \left[\left(\frac{T(x,t) - T_\infty}{T_i - T_\infty}\right)_{\text{plane wall}}\right] \left[\left(\frac{T(y,t) - T_\infty}{T_i - T_\infty}\right)_{\text{plane wall}}\right] \quad (4.33)$$

Note that the x and y coordinates are measured from the mid-plane in a plane wall.

تجدر الملاحظة الى ان كل من البعد (x) والبعد (y) يتم قياسهما بدءاً من المستوي المنصف للجدار المستوي.

Similarly, the solution for ***transient three-dimensional conduction*** problems involves the product of three one-dimensional solutions. The product solution can be applied to other shapes such as infinite cylinder, semi-infinite cylinders, infinite and semi-infinite plate or wall, and semi-infinite medium, see table 4.4.
The solution for three dimensions is

وبالمثل, فإن الحل لمسائل ***التوصيل العابر- ثلاثي البعد*** يتضمن حاصل ضرب ثلاثة حلول احادية البعد. ويمكن تطبيق طريقة ضرب الحلول على الاجسام الاخرى مثل الجسم الاسطواني شبه اللانهائي والجدار او الصفيحة اللانهائية وكذلك على الاوساط شبه اللانهائية كما هومبين في الجدول 4.4.

يكتب الحل لثلاثة ابعاد بالصيغة الآتية

$$(\Phi)_{\text{solid body}} = [(\Phi)_{\text{intersection body 1}}]\,[(\Phi)_{\text{intersection body 2}}]\,[(\Phi)_{\text{intersection body 3}}] \qquad (4.34)$$

where Φ is the non-dimensional temperature given by

حيث يمثل (Φ) درجة الحرارة غير البعدية المعرفة بالصيغة

$$\Phi = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty}$$

Langston (12) has shown that one-dimensional values may also be used to determine the heat transfer to or from a multi-dimensional body. For example, the ***total-transient heat transfer*** through a two-dimensional body formed by the intersection of two one-dimensional geometries is expressed as

وقد توصل الباحث ***لانغستون*** [12] الى امكان استخدام قيم احادية البعد لتقيم مقدار الحرارة المنتقلة من او الى جسم متعدد الابعاد. فعلى سبيل المثال, يمكن كتابة الحل لايجاد مقدار ***انتقال الحرارة الاجمالي العابر*** خلال الجسم ثنائي البعد الذي ينتج عن تقاطع شكلين احاديي البعد على النحو الآتي

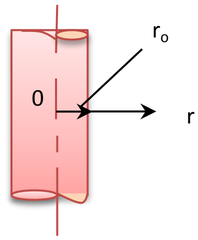
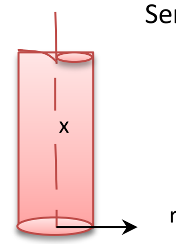
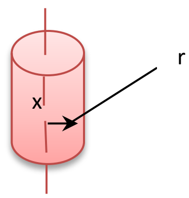
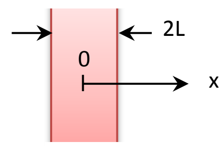
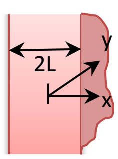
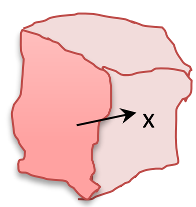
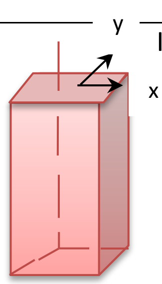
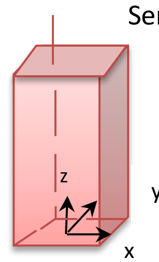
$$\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{2\ \text{Dimensional}} = \left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_1 + \left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_2 \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_1\right] \qquad (4.35)$$

The application of the product method will be demonstrated in the following example.

سنوضح تطبيق طريقة ضرب الحلول في المثال الآتي.

Table 4.4 الجدول

Expressions for product solutions معادلات تخص طريقة ضرب الحلول

Infinite cylinder اسطوانة لانهائية  $\theta(r,t) = \theta_{cyl}(r,t)$	Semi-infinite cylinder اسطوانة شبه لانهائية  $\theta(x,r,t) = \theta_{cyl}(r,t)\ \theta_{semi\text{-}inf}(x,t)$
Short cylinder اسطوانة قصيرة  $\theta(x,r,t) = \theta_{cyl}(r,t)\ \theta_{wall}(x,t)$	Infinite plate (or plane wall) صفيحة لانهائية او جدار مستوي لانهائي  $\theta(x,t) = \theta_{wall}(x,t)$
Semi-infinite plate صفيحة شبه لانهائية  $\theta(x,y,t) = \theta_{wall}(x,t)\ \theta_{semi\text{-}inf}(y,t)$	Semi-infinite medium وسط شبه لانهائي  $\theta(x,t) = \theta_{semi\text{-}inf}(x,t)$
Infinite rectangular bar جسم مستطيل المقطع لانهائي  $\theta(x,y,t) = \theta_{wall}(x,t)\ \theta_{wall}(y,t)$	Semi-infinite rectangular bar جسم مستطيل المقطع شبه لانهائي  $\theta(x,y,z,t) = \theta_{wall}(x,t)\ \theta_{wall}(y,t)\ \theta_{semi\text{-}inf}(z,t)$

Example 4.8

A short aluminum- alloy cylinder of diameter 12-cm and height 15-cm is initially at 150°C. The cylinder is cooled by air at 20°C with a convection heat transfer coefficient of 55 W/m²K. Determine the temperature at the center of the cylinder after 12 min of cool-ling. What will be the total heat transfer from the cylinder?

المثال 4.8

جسم اسطواني الشكل قصير مصنوع من سبيكة الالمنيوم, قطره (12-cm) وارتفاعه (15-cm) ودرجة حرارته الابتدائية (150°C). يُبرد الجسم بواسطة هواء درجة حرارته (20°C) ومعامل انتقال الحرارة بالحمل بحدود (55 W/m²K). اوجد درجة الحرارة في مركز الجسم بعد مرور (12 min) من بدء التبريد. وما مقدار الحرارة المنتقلة من الجسم الاسطواني؟

Properties:

خواص السبيكة:

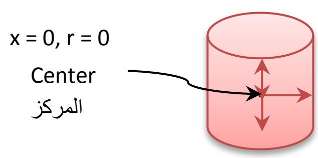
$$k = 178 \text{ W/m.K}, \; C = 875 \text{ J/kg.K},$$
$$\alpha = 73 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \; \rho = 2770 \text{ kg/m}^3$$

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



$D = 12$ cm $= 0.12$ m, $r_o = 0.06$ m, $2L = 15$ cm $= 0.15$ m

$T_i = 150^\circ C$, $T_\infty = 20^\circ C$, $h = 55$ W/m²K, $t = 12$ min $= 12 \times 60$ s

$k = 178$ W/m.K, $C = 875$ J/kg.K, $\alpha = 73 \times 10^{-6}$ m²/s, $\rho = 2770$ kg/m³

Find:

1. The temperature at the center of the cylinder after 12 min.
2. The heat transfer from the cylinder after 12 min.

المطلوب ايجاده:

1. درجة الحرارة في مركز الجسم الاسطواني بعد مرور (12 min).
2. الحرارة المنتقلة من الجسم بعد مرور (12 min)

Assumptions:

1. Two-dimensional transient conduction.
2. Uniform initial temperature.
3. Fourier number $F_o > 0.2$.
4. Constant properties.

الافتراضات:

1. التوصيل عابرفي وسط ثنائي البعد.
2. درجة الحرارة الابتدائية منتظمة.
3. رقم فورير ($F_o > 0.2$).
4. خواص السبيكة ثابتة.

Analysis:

التحليلات:

The short cylinder may be formed by the intersection of a long cylinder and a plane wall. Thus, we can apply equation (4.32),

يمكن الحصول على الجسم الاسطواني القصير نتيجة تقاطع جسم اسطواني طويل مع جدار مستوي, لذا نستطيع تطبيق المعادلة (4.23),

$$\left(\frac{T(r,x,t) - T_\infty}{T_i - T_\infty}\right)_{\text{short cylinder}} = \left[\left(\frac{T(x,t) - T_\infty}{T_i - T_\infty}\right)_{\text{plane wall}}\right]\left[\left(\frac{T(r,t) - T_\infty}{T_i - T_\infty}\right)_{\text{infinite cylinder}}\right] \quad \text{(Eqn. 4.32)}$$

We use the Heisler charts for plane wall, Figure 4.4-c,

نستخدم مخططات هيزلر التي تخص الجدار المستوي, الشكل (4.4-c),

$$F_o = \alpha t/L^2 = (73 \times 10^{-6} \times 12 \times 60)/(0.075^2)$$

$$F_o = 9.344$$

$$1/Bi = k/hL = 178/(55 \times 0.075) = 43.151$$

We obtain

حيث نحصل على

$$\left(\frac{T(0,t) - T_\infty}{T_i - T_\infty}\right)_{\text{wall}} \approx 0.75$$

Similarly, for the long cylinder, we use Figure 4.5-c,

وبنفس الطريقة نستخدم الشكل (4.5-c) للجسم السطواني الطويل,

$$F_o = \alpha t/r_o^2 = (73 \times 10^{-6} \times 12 \times 60)/(0.06^2)$$

$$F_o = 14.6$$

$$1/Bi = k/hr_o = 178/(55 \times 0.06) = 53.939$$

$$\left(\frac{T(0,t) - T_\infty}{T_i - T_\infty}\right)_{\text{cylinder}} \approx 0.5$$

To find the central temperature, we set r = 0 and x = 0 and substitute into equation (4.32),

ولايجاد درجة الحرارة في نقطة المركز نجعل (r = 0) و (x = 0) ثم نعوض في المعادلة (4.32),

$$\left(\frac{T(0,0,t) - T_\infty}{T_i - T_\infty}\right)_{\text{short cylinder}} = 0.75 \times 0.5 = 0.375$$

$$\left(\frac{T(0,0,t) - 20}{150 - 20}\right) = 0.375$$

$T(0,0,t) = \underline{68.75^oC}$

To find the heat transfer from the short cylinder, we apply equation (4.35),

نطبق المعادلة (4.35) لتقييم كمية الحرارة المنتقلة من الجسم الاسطواني القصير,

$$\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{\text{2 Dimensional}} = \left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_1 + \left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_2 \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_1\right] \qquad \text{(Eqn.4.35)}$$

$$\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{\text{short cylinder}} = \left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{\text{wall}} + \left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{\text{long cylinder}} \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{\text{wall}}\right]$$

$Q_{max} = C\ V\ \rho\ (T_i - T_\infty) = C\ .\ \pi r_o^2\ (2L)\ \rho\ (T_i - T_\infty)$

$Q_{max} = 875 \times \pi \times 0.06^2 \times 0.15 \times 2770\ (150-20) = 534.533 \times 10^3$ J

نستخدم الشكل (4.4-b) الذي يخص الجدار المستوي,

For the plane wall, we use Figure 4.4-b,

$Bi = 1/(1/Bi) = 1/43.151 = 0.02317$

$Bi^2F_o = 0.02317^2 \times 9.344 = 0.00501$

$\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{\text{wall}} \approx 0.25$ (from Figure 4.4-b)

Similarly, for the long cylinder,

وبنفس الطريقة نتعامل مع الجسم الاسطواني الطويل,

$$Bi = 1/(1/Bi) = 1/53.939 = 0.0185$$

$$Bi^2F_o = 0.0185^2 \times 14.6 = 0.00508$$

$$\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{long\ cylinder} \approx 0.55 \text{ (from Figure 4.5-b)}$$

$$\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)_{short\ cylinder} = 0.25 + 0.55(1 - 0.25) = 0.6625$$

$$Q = 0.6625\ Q_{max} = 0.6625 \times 534.533 \times 10^3$$

$$Q = 354.128 \times 10^3\ J = \underline{354.128\ kJ}$$

Comments:

1. The temperature can be determined for different values of r, x and t. To find the temperature at the outer surface of the cylinder, the value of the radius will be set to $r = r_o$. As for the center of the top or bottom surface, r = 0 and x = L and in this case Figure 4.4-a should be used.
2. To solve similar problems, table 4.4 may provide an equation for the relevant shape.

الملاحظات:

1. يمكننا تقدير درجة الحرارة لقيم مختلفة لكل من (r) و (x) و(t). ولايجاد درجة الحرارة لدى السطح الخارجي للجسم الاسطواني نجعل $(r = r_o)$. اما اذا كان المراد هو تقييم درجة الحرارة في مركزالسطح العلوي اومركز السطح السفلي, فيجب اتخاذ (r = 0) و (x = L) واستخدام الشكل (4.4-a) لهذه الحالة.
2. لحل مسائل مماثلة, ينبغي استخدام الجدول 4.4 للحصول على المعادلة التي تلائم الشكل الهندسي.

Exercise:

Determine the central temperature at a depth of 5-cm from the top surface of the short cylinder discussed in the above example.

تمرين:

اوجد درجة الحرارة المركزية على عمق (cm-5) من السطح العلوي للجسم الاسطواني القصير الذي ورد في المثال اعلاه.

References & Suggested Reading المراجع

1. F. P. Incropera. D. P. DeWitt, T.L. Bergman, and A. S. Lavine. *Introduction to Heat Transfer*. 5th ed. John Wiley & Sons, 2007.
2. Yunus A. Çencel. *Heat Transfer A Practical Approach*. International ed. McGraw Hill, 1998.
3. J. H. Lienhard IV and J. H. Lienhard V. *A Heat Transfer Textbook*. 4th ed. Phlogiston Press, 2017.
4. J.P Holman. *Heat Transfer*, 10th ed. McGraw Hill, 2010.
5. F. Kreith, R. N, Manglik and M. S. Bohn. *Principles of Heat Transfer*. 7th ed. Cengage learning, 2011.
6. R. B. Bird, W. E. Steward and E. N. Lightfoot. *Transport Phenomena*. 2nd ed. John Wiley & Sons, 1984.
7. H. S. Carslaw and J. C. Jaeger. *Conduction of Heat in Solids*. 2nd ed. London, Oxford Press, 1959.
8. M. N. Özişik. *Heat Conduction*. 2nd ed. John Wiley & Sons, 1993.
9. M.P Heisler. "Temperature Charts for Induction and Constant Temperature Heating" *ASME Transactions 69* (1947), pp. 227-36.
10. H. Gröber, S. Erk and U. Grigull. *Fundamentals of Heat Transfer*. McGraw-Hill, 1961.
11. P. J. Schneider. Conduction Heat Transfer. Reading, MA, Addison-Wesley, 1957.
12. L. S. Langston, "Heat Transfer from Multidimensional Objects Using One-Dimensional Solution for Heat Loss" *International Journal of Heat and Mass Transfer* 25 (1982), pp. 149-50.
13. . Wikipedia- Publication on the public domain. Ho Sung Lee - http://www.mae.wmich.edu/faculty/Lee/me431/ch05_supp_heisler.pdf, Public Domain, https://commons.wikimedia.o
14. P. J. Schneider. *Conduction Heat Transfer*. Addison-Wesley, 1955.
15. D. Poulikakos. *Conduction Heat Transfer*. Prentice Hall, 1994.

Problems

Properties are available in the Appendix

Lumped Thermal-Capacity Analysis

4.1 A hot aluminum cube of 15-cm a side is cooled by a stream of fluid with a convective heat transfer coefficient of 320 W/m^{2}K. Can you apply the lumped capacity method to estimate the time required for the cooling process?

4.2 A rectangular stainless steel rod having the dimensions of 2 x 4 x 7 cm is exposed to an environment with h = 60 W/m^{2}K. Calculate the Biot number and write your comments.

4.3 A carbon-steel ball having a diameter of 13-mm is initially at 700^{o}C. If the ball is cooled by air at 30^{o}C with a convection coefficient of 35 W/m^{2}K, how long does it take to cool the ball to 60^{o}C?

4.4 Copper balls, 3-mm in diameter, initially at 200^{o}C are quenched in a bath of water at 60^{o}C for 90 s at the rate of 120 balls per min. If h = 250 W/m^{2}K determine (a) the temperature of the balls after ***quenching***, and (b) the rate of heat transfer from the balls to the water.

4.5 A 2.8-in diameter orange is cooled by a stream of cold-air. The heat transfer coefficient is 15 W/m^{2}K and the thermal conductivity of the orange is 0.36 Btu/h.ft.F^o. Can you apply the lumped capacity method to evaluate the temperature during the cooling process?

المسائل

خواص المواد متوفرة في الملحق

تحليلات السعة الحرارية الشاملة

4.1 يُبرد مكعب ساخن مصنوع من الالمنيوم بواسطة تيار من المائع حيث كان معامل انتقال الحرارة بالحمل يساوي (320 W/m^{2}K). فاذا كان طول ضلع المكعب (15-cm), فهل يمكنك تطبيق طريقة السعة الشاملة لتقدير الزمن اللازم لإكمال عملية التبريد؟

4.2 عمود مستطيل المقطع مصنوع من الصلب المقاوم للصدأ, ابعاده (2 x 4 x 7 cm). يتعرض العمود الى محيط فيه (h = 60 W/m^{2}K). احسب رقم بايوت واكتب الملاحظات التي تستنتجها.

4.3 كرة مصنوعة من الصلب الكاربوني قطرها (13-mm) ودرجة حرارتها الابتدائية (700^{o}C). فاذا تم تبريد الكرة بواسطة الهواء بدرجة الحرارة (30^{o}C), ومعامل انتقال الحرارة بالحمل (35 W/m^{2}K), فكم من الزمن يستغرق تبريد الكرة الى (60^{o}C)؟

4.4 تُغمر كرات مصنوعة من النحاس قطر كل واحدة منها (3-mm) في حوض من الماء لتبريدها سريعاً. وكانت درجة حرارة الكرات الابتدائية (200^{o}C) ودرجة حرارة الماء (60^{o}C). وقد وضعت الكرات في الحوض بمعدل كرة في الدقيقة 120 لفترة (90 s). فاذاعلمت ان (h = 250 W/m^{2}K) اوجد (أ) درجة الحرارة النهائية للكرات بعد انتهاء ***عملية التبريد السريع*** (ب) معدل انتقال الحرارة من الكرات الى الماء.

4.5 بُردت برتقالة قطرها (2.8-in) بتيار هواء بارد, وكان معامل انتقال الحرارة (15 W/m^{2}K) وموصلية البرتقالة الحرارية (0.36 Btu/h.ft.F^o), فهل يمكنك تطبيق طريقة السعة الحرارية الشاملة لتقييم درجة الحرارة اثناء عملية التبريد؟

4.6 Brass cylindrical shafts, 5-cm in diameter are heated in an industrial furnace. If the gas inside the furnace is at 750°C with a heat transfer coefficient of 125 W/m²K, how long does it take to heat the shafts from 30°C to 400°C?

4.6 تُسخن اعمدة اسطوانية الشكل مصنوعة من البراس (النحاس الاصفر) قطر كل واحد منها (5-cm) في احد الافران الصناعية. فاذا كانت درجة حرارة خليط الغاز داخل الفرن (750°C) وكان معامل انتقال الحرارة (125 W/m²K), فكم من الزمن يستغرق تسخين الاعمدة من (30°C) الى (400°C)؟

4.7 A copper-constantan thermocouple at an average temperature of 5°C is used to measure the temperature of air at 30°C with h = 40 W/m²C. The thermocouple junction is 1-mm in diameter and has the properties:

4.7 اذا علمت ان متوسط درجة حرارة مزدوج حراري مكون من سلكي النحاس والكونستنتان (5°C). وقد استخدم المزدوج لقياس درجة حرارة الهواء البالغة (30°C) مع معامل انتقال الحرارة (h = 40 W/m²C). فاذا كان قطر وصلة المزدوج (1-mm), وخواص مادة صنعها:

$$k = 118\ \text{Btu/h.ft.}^{o}\text{F},\quad C = 0.1\ \text{Btu/lbm.}^{o}\text{F and}\quad \rho = 556\ \text{lbm/ft}^3$$

Calculate the time for the temperature of the junction to rise from 5°C to 10°C, 15, 20 and 25°C and plot the temperature variation with time.

احسب الزمن اللازم لرفع درجة حرارة الوصلة من (5°C) الى كل من الدرجات (10°C, 15, 20, 25°C) ثم ارسم خطاً بيانياً يبين تغير درجة الحرارة مع الزمن.

4.8 A heat storage system consists of a packed bed of 2-cm diameter copper spheres. The bed initially at 300 K is heated by a stream of gas at 600 K wit h = 80 W/m²K. What is the time required to charge the bed up to 500 K?

4.8 تتألف منظومة تخزين الحرارة من طبقة من الكرات النحاسية قطر الواحدة منها يساوي (2-cm). فاذا كانت درجة حرارة الطبقة الابتدائية (300 K), وكانت تُسخن بواسطة تيار من الغازدرجة حرارته (600 K) وبمعامل انتقال حرارة مقداره (h = 80 W/m²K), فما مقدار الزمن اللازم لرفع درجة حرارة الطبقة الى (500 K)؟

4.9 Calculate the temperature after 5 min of heating the bed of problem 4.8. Also, estimate the amount of heat stored per 200 spheres in the bed. If the copper balls are replaced by short cylinders of diameter 2-cm and length 2-cm, determine the temperature after 5-min. What will be the amount of heat stored in 200 cylinders?

4.9 احسب درجة حرارة الطبقة في المسألة 4.8 بعد مرور (5 min) من التسخين, ثم قدر كمية الحرارة التي تُخزن في كل 200 كرة من كرات الطبقة. وفي حالة استبدال الكرات النحاسية بقطع قصيرة اسطوانية الشكل قطر الواحدة منها (2-cm) وطولها (2-cm), احسب درجة الحرارة بعد مرور (5-min). ما مقدار الحرارة المخزونة في 200 قطعة اسطوانية؟

4.10 If a can of coke, having a diameter of 5-cm and a height of 10-cm, is kept in cold water at 1°C. How long will it take to cool the can from 25°C to 10°C? Apply the lumped capacity method using the properties of water. Consider Assume h = 50 W/m²K. Is the solution method justified?

4.10 اذا وُضعت علبة كوكا كولا قطرها (5-cm) وارتفاعها (10-cm) في ماء بارد بدرجة (1°C), فكم يستغرق تبريد العلبة من (25°C) الى (10°C). يمكنك تطبيق طريقة السعة الشاملة مستخدماً خواص الماء. افترض(h = 50 W/m²K). هل طريقة الحل مبررة ام لا؟

Transient Conduction in Plane Walls

التوصيل الحراري العابر في الجدران المستوية

4.11 A 10-cm thick carbon steel plane wall initially at 5°C is subjected to a stream of air at 70°C with h = 140 W/m^{2}K. Determine the mid-plane and surface temperatures after 10 min of heating.

4.11 اذاعلمت ان درجة الحرارة الابتدائية لجدار مستوي مصنوع من الصلب الكاربوني تساوي (5°C) وسمكه (10-cm), وقد تعرض الجدار لتيار من الهواء بدرجة (70°C) ومعامل انتقال الحرارة (h = 140 W/m^{2}K). اوجد درجة الحرارة في المستوي المنصف للجدار ودرجة الحرارة لدى سطحه بعد مرور 10 دقائق من التسخين.

4.12 Considering the wall of problem 4.11, **c**alculate the temperature at a depth of 3-mm from the surface after 10 min. What will be the amount of heat transferred per meter length from the air to the wall?

4.12 احسب درجة الحراررة بعد مرور 10 دقائق عند عمق (3-mm) من سطح الجدار الذي ورد في المسألة 4.11. ما مقدار الحرارة المنتقلة من الهواء الى الجدار لكل متر طول منه؟

4.13 ***Annealing*** is a heat treatment process consists of heating the metal followed by slow cooling to make it more ductile. At the beginning of an annealing process, a copper plate 12-cm thick initially at 100°C is heated in a gas fired furnace. The temperature of the gas inside the furnace is 800°C. The heat transfer coefficient on both sides of the plate is 200 W/m^{2}K. Estimate the time required to heat the plate to 450°C.

4.13 تُعد ***عملية التلدين*** كإحدى عمليات المعالجة الحرارية للمعادن, حيث يتم تسخين المعدن ثم تبريده ببطأ لزيادة لدونته. يُسخين لوح مصنوع من النحاس سمكه (12-cm) ودرجة حرارته الابتدائية (100°C) في بداية عملية التلدين في فرن يعمل بالغاز. فاذا كانت درجة حرارة الغاز في الفرن بحدود (820°C), وقيمة معامل انتقال حرارة لدى سطحي اللوح (200 W/m^{2}K), احسب الزمن اللازم لرفع درجة حرارة اللوح الى (450°C).

4.14 The next stage of annealing the copper plate of problem 4.13 is to cool it down in still air at 25°C with h = 20 W/m^{2}K. Determine the surface temperature of the plate after 15 min of cooling?

4.14 تتمثل المرحلة الثانية من تلدين اللوح النحاسي في المسألة 4.13 بتبريده في الهواء الساكن عند درجة الحرارة (25°C) وبمعامل انتقال حرارة قدره (h = 20 W/m^{2}K). حدد قيمة درجة حرارة سطح اللوح بعد مرور 15 دقيقة من التبريد؟

4.15 A 2.4-cm thick slice of meat is initially at 20°C is to be cooled in a refrigerator to 4°C. The temperature inside the freeze of the refrigerator is -12°C and the heat transfer coefficient on both surfaces of the slab is 10 W/m^{2}K. How long the meat should be left inside the freeze? Properties of meat:

4.15 بُردت شريحة من اللحم سمكها (2.4-cm) ودرجة حرارتها الابتدائية (20°C) في ثلاجة الى (4°C). فاذا كانت درجة حرارة مجمدة الثلاجة (-12°C) وكان معامل انتقال الحرارة لدى سطحي الشريحة (10 W/m^{2}K), كم من الوقت يجب ترك الشريحة في المجمدة؟ خواص اللحم:

$$k = 0.48 \text{ W/m.K}, \quad \alpha = 9.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

4.16 A piece of wood is coated by depositing molten plastic material at 220°C on the surface. The 2.5-mm layer of coating is then cooled by a stream of air at 30°C wit h = 180 W/m^{2}K. Compute the time required for the coating surface to cool down to 40°C. Properties of the plastic material:

4.16 يتم اكساء قطعة من الخشب عن طريق تغطية سطحها بمادة بلاستيكية منصهرة عند درجة الحرارة (220°C). بعد ذلك, تُبرد القطعة بواسطة تيار هواء درجة حرارته (30°C) وبمعامل انتقال حرارة مقداره (h = 180 W/m^{2}K). فاذا كان سمك الطبقة (2.5-mm), احسب الزمن اللازم لتبريدها الى (40°C). خواص مادة البلاستيك:

$$k = o.27 \text{ W/m.K}, \quad \alpha = 12.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Hint: the thickness of the coating is 2.5-mm, in this case L = 2.5 mm.

تلميح: في هذه الحالة نتخذ (L = 2.5 mm), لان سُمك طبقة البلاستيك (2.5-mm),

Long Cylinders & Spheres

الاجسام الاسطوانية الطويلة والاجسام الكروية

4.17 A long cylindrical brass rod having a diameter of 5-cm is initially at a uniform temperature of 150°C. It is heated by forced convection inside a furnace at 450°C with a heat transfer coefficient of 800 W/m^{2}K. Determine the centerline temperature of the rod.

4.17 يسخن جسم اسطواني الشكل طويل مصنوع من النحاس الاصفر (البراس), قطره (5-cm) ودرجة حرارته الابتدائية (150°C), في فرن بواسطة الحمل الحراري القسري. فاذا كانت درجة حرارة الفرن (450°C) ومعامل انتقال حرارة فيه (800 W/m^{2}K), اوجد درجة الحرارة على امتداد الخط المركزي للجسم.

4.18 A long stainless steel cylinder of 40-mm diameter is initially at 700°C. The cylinder is quenched in a constant temperature oil bath at 50°C with h = 60 W/m^{2}K. Estimate the temperature at a depth of 5-mm from the surface after 300 s.

4.18 جسم اسطواني طويل مصنوع من الصلب المقاوم للصدأ قطره (40-mm) ودرجة حرارته الابتدائية (700°C). بُرد الجسم سريعاً عن طريق غمره في حوض يحتوي الزيت بدرجة الحرارة (50°C), حيث كان معامل انتقال الحرارة (h = 60 W/m^{2}K). احسب درجة الحرارة على عمق (5-mm) من سطح الجسم بعد مرور (300 s).

4.19 Wooden branches are initially at a uniform temperature of 25°C. The branches are heated by a stream of hot gas at 550°C with h = 15 W/m^{2}K. If the ignition temperature of the branches is 450°C, how long does it take to set the branches on fire? Assume that each branch is long cylinder of 7-cm diameter having the following proper-ties:

4.19 سخنت اغصان خشبية درجة حرارتها الابتدائية (25°C) بواسطة تيار من الغاز الساخن بدرجة حرارة مقدارها (550°C) ومعامل انتقال حرارة يساوي (h = 15 W/m^{2}K). فاذا علمت ان درجة حرارة اشتعال الاغصان (450°C), فما الزمن الذي سينقضي قبل بدء اشتعالها؟ افترض بأن الغصن يمثل اسطوانة طويلة قطرها (7-cm) لها الخواص التالية:

$$k = 0.18 \text{ W/m.K}, \qquad \alpha = 13.1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

4.20 In a curing process, long-carbon steel rods of different diameters are heated to 450°C. The rods are then cooled by a stream of air at 20°C. It was found that one of the rods, whose diameter is 5-cm, has cooled down to a central temperature of 50°C in 5 min. How long would it take to cool a rod of diameter 7-cm to the same temperature?

4.20 تتطلب احدى عمليات المعالجة الحرارية لقضبان طويلة مختلفة الاقطار مصنوعة من الصلب الكاربوني تسخينها الى (450°C), ثم تبريدها بواسطة تيار من الهواء درجة حرارته (20°C). وقد وُجد ان درجة حرارة خط المركز لقضيب قطره (5-cm) انخفضت الى (50°C) خلال 5 دقائق, فكم من الزمن سيستغرق تبريد قضيب قطره (7-cm) الى نفس درجة الحرارة؟

4.21 Stainless steel cylindrical long rods are cooled in a liquid bath at 25°C. Each rod is initially at 420°C and has a diameter of 4-in. if the heat transfer coefficient is 400 W/m^2K, estimate the time required for the central temperature to drop to 60°C. What will be the rate of heat removal per unit length for cooling 15 rods/hour?

4.21 تُبرد قضبان طويلة مصنوعة من الصلب المقاوم للصدأ في حوض يحتوي سائلاً بدرجة (25°C), حيث كانت درجة حرارة القضبان الابتدائية (420°C) وقطر كل واحد منها (4-in). فاذا علمت ان مقدار معامل انتقال الحرارة هو (400 W/m^2K), احسب الزمن اللازم لانخفاض درجة حرارة المركز الى (60°C). وما مقدار معدل نقصان الحرارة لكل وحدة طول لتبريد 15 قضيب/ساعة؟

4.22 A 3-cm diameter stainless steel ball at a uniform temperature of 30°C is suddenly immersed in a molten salt bath at 1100°C with h = 4500 W/m^2K. How long does it take for the temperature of the surface to reach 700°C?

4.22 جسم كروي مصنوع من الصلب المقاوم للصدأ قطره (3-cm) ودرجة حرارته (30°C). غُمرالجسم فجأة في حوض يحتوي ملحاً مذاباً بدرجة (1100°C) ومعامل انتقال حرارة ($h = 4500\ W/m^2K$). كم من الزمن يستغرق انخفاض درجة حرارة سطح الجسم الى (700°C)؟

4.23 An aluminum sphere having a diameter of 6-cm is initially at a uniform temperature of 600 K. It is suddenly exposed to a convection environment at 300 K with a heat transfer coefficient of 80 W/m^2K. Compute the sphere surface temperature after 3 min of cooling..

4.23 جسم كروي مصنوع من الالمنيوم قطره (6-cm) درجة حرارته الابتدائية المنتظمة (600 K). فاذا تعرض الجسم فجأة الى محيط حمل حراري بدرجة الحرارة (300 K) ومعامل انتقال الحرارة (80 W/m^2K), احسب درجة حرارة سطح الجسم بعد مرور 3 دقائق من بدء التبريد.

4.24 An egg may be approximated as a sphere whose diameter is 5-cm. The egg is initially at a uniform temperature of 70°F and is boiled in a pot containing water at 207°F. If the heat transfer coefficient is 1200 W/m^2K, how long will it take for the temperature at the center of the egg to reach 160°F?

4.24 اذا كان بالامكان تقريب البيضة الى جسم كروي قطره (5-cm). وقد وضعت بيضة درجة حرارتها الابتدائية منتظمة عند (70°F) في اناء يحتوي ماءً يغلي بدرجة الحرارة (207°F), حيث كان مقدار معامل انتقال الحرارة (1200 W/m^2K), فكم من الزمن يتطلب وصول درجة حرارة مركز البيضة الى (160°F)؟

$k = 0.56\ W/m.k, \quad \alpha = 0.145 \times 10^{-6}\ m^2/s$

4.25 A 10-cm copper and a 3-cm stainless steel spheres are initially at 700°C. The two spheres are simultaneously dropped in different liquid baths having the same temperature of 40°C. Take the heat transfer coefficient in the bath with the copper sphere to be 7 W/m^2K, and in the bath with the stainless steel sphere to be 60 W/m^2K. Calculate the time required for the surface of each sphere to reach 200°C. Estimate the heat gained by each bath.

4.25 جسم كروي الشكل مصنوع من النحاس قطره (10-cm), وآخر مصنوع من الصلب المقاوم للصدأ قطره (3-cm), حيث كانت درجة الحرارة الابتدائية لكلا الجسمين تساوي (700°C). غُمرالجسمان بنفس الوقت في حوضين يحتويان سائلين مختلفين, وكانت درجة الحرارة في كل من الحوضين تساوي (40°C). فاذا اعتبرنا قيمة معامل انتقال الحرارة لحوض الجسم النحاسي (7 W/m^2K), وللحوض الآخربحدود (60 W/m^2K), احسب الزمن اللازم لتسخين سطح كل كرة الى (200°C), ثم قدر كمية الحرارة التي يكتسبها كل من الحوضين.

4.26 If the two spheres of problem 4.25 are left in the baths for 400 s, plot the variation of the central temperature with time for each sphere and briefly discuss the results.

4.26 اذا تُركت كرات المسألة 4.25 في الحوضين لفترة (400 s), ارسم خطاً بيانياً يمثل تغير درجة حرارة المركز مع الزمن لكل جسم كروي ثم ناقش النتائج باختصار.

4.27 Carbon steel spheres of 30-mm diameter initially at 500°C are cooled by a stream of air at 20°C with h = 250 W/m^2K. How long must the cooling continue to remove 70% of the heat energy from each sphere?

4.27 اجسام كروية الشكل مصنوعة من الصلب الكاربوني, قطر كل واحد منها (30-mm) ودرجة حرارته الابتدائية (500°C). تُبرد الاجسام الكروية بواسطة تيار من الهواء درجة حرارته (20°C) مع معامل انتقال الحرارة بحدود (250 W/m^2K). كم من الزمن يجب ان يستمر التبريد لازاحة 70% من الطاقة الحرارية لكل جسم؟

Semi-infinite Solids

الاجسام الصلبة شبه اللا نهائية

4.28 A large thick copper slab is initially at 60°C. If the temperature of one surface of the slab is suddenly increased to 150°C and remained constant afterwards, determine the temperature at a depth of 3-cm after a period of 2 min.

4.28 لوح نحاسي سميك وكبير المساحة درجة حرارته الابتدائية (60°C). فاذا رفعت درجة حرارة سطح اللوح فجأة الى (150°C) وبقيت بعد ذلك ثابتة, اوجد درجة الحرارة على عمق (3-cm) بعد مرورر دقيقتين من الزمن.

4.29 A brick wall 15-cm thick is initially at 30°C. The wall is exposed to fire which causes the temperature of the surface to rise to 200°C. What will be the temperature of the other surface after 3 h?

4.29 تَعرضَ جدار من الطابوق سمكه (15-cm) ودرجة حرارته الابتدائية (30°C) الى حريق أدى الى رفع درجة حرارة سطحه الى (200°C). ما مقدار درجة حرارة سطح الجدار الآخر بعد مرور 3 ساعات؟

$\alpha \approx 5 \times 10^{-7}$ m/s^2

3.30 A 10-cm thick large aluminum slab is initially at 500 K. the top surface is exposed convection due to a stream of fluid at 320 K. If after 5 min the central temperature drops to 350 K, compute the convection heat-transfer coefficient.

3.30 لوح كبير المساحة مصنوع من الالمنيوم سمكه (10-cm) ودرجة حرارته الابتدائية (500 K), يتعرض سطحه العلوي الى الحمل الحراري الناجم عن تيار مائع درجة حرارته (320 K). فاذا انخفضت درجة حرارة مركزه بعد مرور 5 دقائق الى (350 K), احسب مقدار معامل انتقال الحرارة.

3.31 A large thick layer of ice is initially at a uniform temperature of -5°F. If the surface temperature is suddenly raised to 28°F, determine the temperature at a depth of 0.5-in after a period of 6 min. The properties of ice are:

3.31 طبقة من الجليد كبيرة الحجم درجة حرارتها الابتدائية (-5°F). اذا ارتفعت درجة حرارة سطح الطبقة فجأة الى (28°F), احسب درجة الحرارة على عمق (0.5-in) بعد مرور 6 دقائق, خواص الجليد:

ρ = 57 lb_m/ft^3, C = 0.46 Btu/lbm. °F, k =1.28 Btu/h . ft. °F

3.32 A thick concrete wall having a uniform temperature of 45°C is suddenly subjected to an airstream at 6°C with h = 16 W/m.K estimate the time for the temperature to reach 20°C at a depth of 5-cm.

3.32 اذا كانت درجة الحرارة المنتظمة لجدار كونكريتي سميك (45°C), وتعرض سطحه فجأة الى تيار من الهواء بدرجة للحرارة (6°C) وبمعامل انتقال حرارة (h = 16 W/m.K), اوجد الزمن اللازم لانخفاض درجة الحرارة على عمق (5-cm) من السطح الى (20°C).

$$\alpha \approx 11.1 \times 10^{-7}\ m^2/s$$

3.33 A water pipeline is buried at a depth of 0.5-m. if the initial soil temperature is 16°C and the earth surface drops to – 15°C, will the water be subject to freezing after a period of 2 days?

3.33 يُدفن انبوب ينقل الماء على عمق (0.5-m) تحت سطح الارض. فاذا كانت درجة حرارة تربة الارض الابتدائية (16°C) ثم انخفضت درجة حرارة سطح الارض الى (-15°C), فهل سيتجمد الماء في الانبوب بعد مرور يومين؟

$$\alpha \approx 14.9 \times 10^{-7}\ m^2/s$$

4.34 Two large thick slabs are kept in a warehouse at temperature of 35°C; one slab is made of carbon steel and the other is made of concrete. The temperature of the warehouse drops to 8°C and remains constant for the whole day. Plot the temperature history for each slab throughout the day at a depth of 3-cm, and discuss the results.

4.34 لوحان كبيران وسميكان مخزونان في مستودع درجة حرارته (35°C), وكان احدهما مصنوع من الصلب الكاربوني والآخر من الخرسانة الكونكريتية. فاذا انخفضت درجة حرارة المستودع الى (8°C) وبقيت ثابتة ليوم كامل, ارسم الخط البياني الذي يمثل تغيرات درجة الحرارة خلال اليوم على عمق (3-cm) من سطح كل لوح, ثم ناقش النتائج.

$$\alpha_{concrete} \approx 11.1 \times 10^{-7}\ m^2/s$$

4.35 A 12-cm thick large carbon steel slab, initially at 250°C, is suddenly exposed to convection by a fluid at 30°C with h = 200 W/m²K. Calculate the centerline temperature after 15 min of exposure. How long will it take for the slab to lose 85% of its heat content after 15 min?

4.35 لوح كبير المساحة مصنوع من الصلب الكاربوني سمكه (12-cm) ودرجة حرارته الابتدائية (250°C). تعرض اللوح فجأة الى الحمل الحراري بواسطة مائع درجة حرارته (30°C) ومعامل انتقال الحرارة (h = 200 W/m²K). احسب درجة الحرارة لدى خط المركز بعد مرور 15 دقيقة. كم من الزمن سيستغرق فقدان (85%) من محتوى اللوح الحراري بعد 15 دقيقة؟

4.36 A large stainless steel with 2-in thick-walls is filled with ice at -2°C. If the outer surface of the container is subjected to an air stream at 30°C with h = 60 W/m²K, how long will it take before the ice starts melting?

4.36 وعاء كبير الحجم مصنوع من الصلب المقاوم للصدأ سمك جدرانه (2-in) مملوء بالثلج عند درجة الحرارة (-2°C). فاذا تعرض سطح الوعاء الخارجي الى تيار من الهواء درجة حرارته (30°C) مع معامل انتقال الحرارة (h = 60 W/m²K), كم من الزمن سوف ينقضي قبل ان يبدأ الثلج بالذوبان ؟

Two-dimensional Transient Conduction

التوصيل الحراري العابر في وسط ثنائي البعد

4.37 A short carbon steel solid cylinder, 10-cm-diameter by 16-cm-high, is initially at a uniform temperature of 160°C. The cylinder is subjected to convection environment of air at 20°C with h = 35 W/m²K. After 12 min of cooling, determine (a) the central temperature of the cylinder (b) the temperature at center of the top surface and (c) the heat transfer from the cylinder.

4.37 اذا علمت ان درجة الحرارة الابتدائية لجسم اسطواني الشكل قصير قطره (10-cm) وارتفاعه (16-cm) تساوي (160°C). وقد تعرض الجسم الى الحمل الحراري بواسطة الهواء المحيط به بدرجة الحرارة (20°C) وبمعامل انتقال حرارة (h = 35 W/m²K). فبعد مرور 12 دقيقة من التبريد, احسب كل من (أ) درجة حرارة مركز الجسم الاسطواني (ب) درجة الحرارة في مركز السطح العلوي (ج) كمية الحرارة المنتقلة من الجسم الى الهواء.

4.38 A 3-in-diameter solid aluminum short cylinder having a height of 3.6-in is initially at 1100°F. The cylinder is quenched in a liquid at 190°F. If the heat transfer coefficient is h = 600 W/m^2K, determine the temperature at the center of the cylinder after 3 min from the start of the quenching process.

4.38 جسم اسواني قصير مصنوع من الالمنيوم قطره (3-in) وارتفاعه (3.6-in) ودرجة حرارته الابتدائية (1100°F). فاذا برد الجسم تبريداً سريعاً في سائل درجة حرارته (190°F) مع معامل انتقال الحرارة ($h = 600\ W/m^2K$), اوجد درجة الحرارة في مركز الجسم الاسطواني بعد مرور 3 دقائق من بدء عملية التبريد السريع.

4.39 A long rectangular piece of stainless steel whose section is 5 x 8-cm, initially at 900°C is immersed in a liquid bath at 100°C with h = 400 W/m^2K. Calculate the temperature at the geometrical center after 4 min of immersion.

4.39 قطعة طويلة مستطيلة المقطع مصنوعة من الصلب المقاوم للصدأ, درجة حرارتها الابتدائية (900°C), وابعاد مقطعها (5 x 8 cm). فاذا غمرت القطعة في حوض يحتوي سائلاً بدرجة الحرارة (100°C) وبمعامل انتقال الحرارة ($h = 400\ W/m^2K$), احسب درجة الحرارة في مركز القطعة بعد مرور 4 دقائق من غمرها في الحوض.

4.40 A brick is 6 x 10 x 20-cm, initially at 20°C is heated in a kiln at 1000°C with h = 40 W/m^2K. What will be the temperature at the center of the brick after 2 h of heating?

4.40 سُخنت طابوقة بناء ابعادها (6 x 10 x 20-cm) في فرن درجة حرارته (1000°C) ومعامل انتقال الحرارة فيه ($h = 40\ W/m^2K$). فاذا كانت درجة حرارة الطابوقة الابتدائية (20°C), فما مقدار درجة حرارة مركزها بعد ساعتين من التسخين؟

$k = 0.72$ W/m.K, $\alpha = 5.0 \times 10^{-7}\ m^2/s$

Research Oriented Questions

اسئلة البحوث القصيرة

4.41 Explain the concept of the lumped heat capacity method. What are the limitations of the method? How does the method of heating or cooling affect the lumped capacity analysis? What is the physical significance of the Biot number?

4.41 اشرح طريقة السعة الحرارية الشاملة, ما هي محددات استخداماتها؟ كيف تؤثر طرق التسخين او التبريد على تحليلات السعة الشاملة؟ ما هي الاهمية الفيزيائية لرقم بايوت؟

4.42 Compare transient conduction with steady conduction. How does multi-dimensional-conduction occur in industry?

4.42 قارن بين التوصيل العابروالتوصيل المستقر. كيف يحدث التوصيل متعدد الابعاد في المصانع؟

4.43 Why is non-dimensional temperature important in heat transfer analysis? Show how other non-dimensional quantities are used to solve transient conduction problems. Explain how the Heisler charts were developed, and what are their most important applications?

4.43 ما اهمية استخدام درجة الحرارة غير البعدية في تحليلات انتقال الحرارة؟ وضح كيف تستخدم مقادير غير بعدية اخرى لحل مسائل التوصيل العابر. اشرح كيف تم تطوير مخططات هيزلر, وما هي اهم تطبيقاتها؟.

4.44 Explain the concept of semi-infinite solid objects and give some applicable examples. Solve problem 4.34 using Excel.

4.44 اشرح مفهوم الجسم الصلب شبه اللانهائي مع ذكر بعض الامثلة التطبيقية. استخدم برنامج الاكسل لحل المسألة 4.34.

4.45 Express the transient one-dimensional heat conduction equation for a plane wall in a finite difference form. How does numerical solution help solving transient problems?

4.45 حول معادلة التوصيل العابر في وسط احادي البعد الى صيغة الفروقات المحدودة. كيف يمكن الاستفادة من الحل العددي لمسائل التوصيل العابر؟

4.46 Explain the product solution and give examples of applications. How do you develop the temperature distribution in a transient- two dimensional system? What is the significance of knowing the temperature history in the heat treatment of metals?

4.46 اشرح طريقة ضرب الحلول واذكر بعض الامثلة لتطبيقاتها. كيف يمكنك استنباط توزيع درجة الحرارة لمنظومات التوصيل العابرفي وسط ثنائي البعد؟ ما هي اهمية معرفة تغير درجة الحرارة مع الزمن خلال عمليات المعالجات الحرارية للمعادن؟

Chapter 5

Convection

الفصل الخامس

الحَمل الحراري

Learning objectives of chapter 5

When you have completed this chapter you should be able to

1. Understand the theoretical principles of convection based on the boundary layer analysis.
2. Apply the thermal boundary layer concept to estimate the heat transfer coefficient.
3. Calculate the Prandtl number and Nusselt number.
4. Evaluate the average convection heat transfer coefficient for flow over flat isothermal surfaces.
5. Estimate the temperature of a fluid flowing over a flat plate subject to a constant heat flux.
6. Establish the relation between friction and heat transfer through Stanton number.
7. Explain the principles of forced convection.
8. Apply empirical equations to evaluate forced convection for laminar and turbulent flow over a flat surface.
9. Calculate the rate of convective-heat transfer from circular cylinders, non-circular cylinders and sphere.
10. Determine the heat transfer coefficient for fluid flow across a bundle of tubes.

اهداف دراسة الفصل الخامس

بعد الانتهاء من دراسة هذا الفصل ستتمكن من

1. فهم المباديء النظرية للحَمل الحراري على اساس تحليلات الطبقة المتاخمة.
2. تطبيق مفهوم الطبقة المتاخمة الحرارية لتقييم معامل انتقال الحرارة.
3. حساب رقم برانتل ورقم نسلت.
4. تقدير قيمة متوسط معامل انتقال الحرارة للجريان فوق السطوح المستوية ثابتة درجة الحرارة.
5. تخمين درجة حرارة المائع الجاري فوق صفيحة مستوية معرضة لفيض حراري ثابت المقدار.
6. تحديد العلاقة بين الاحتكاك وانتقال الحرارة من خلال رقم ستانتون.
7. شرح مبادىء الحَمل الحراري القسري.
8. تطبيق المعادلات التجريبية لتقييم انتقال الحرارة بالحمل القسري للجريان الطباقي وللجريان الاضطرابي فوق سطح مستوي.
9. حساب معدل انتقال الحرارة بالحَمل من الاجسام الاسطوانية والاجسام غير دائرية المقطع ومن الاجسام الكروية الشكل.
10. تحديد قيمة معامل انتقال الحرارة لمائع يجري عبر حزمة من الانابيب.

11. Solve convection problems for laminar and turbulent flow inside tubes and non-circular ducts.
12. Discus natural convection and understand its mechanism.
13. Define the thermal expansion coefficient, Grashof and Rayleigh number; solve relevant problems.
14. Use empirical equations to evaluate the natural convection heat transfer coefficient from flat plates, cylinders and spheres.
15. Apply a modified Rayleigh number to solve natural convection probl - ems with constant heat flux.
16. Determine the rate of natural convection inside enclosures.
17. Estimate the natural convection heat transfer coefficient inside the annuli of concentric cylinders and spheres.
18. Explain the concept of combined natural and forcd convection.

11. حل المسائل التي تخص الجريان الطباقي والجريان الاضطرابي داخل الانابيب وداخل القنوات غير الدائرية.
12. مناقشة الحَمل الحراري الطبيعي وفهم ميكانيكيته.
13. تعريف كل من معامل التمدد الحراري ورقم كراسهوف ورقم رايلية وحل المسائل ذات الصلة.
14. استخدام المعادلات التجريبية لتقدير قيمة معامل انتقال الحرارة بالحَمل الطبيعي من الصفائح المستوية والاجسام الاسطوانية والاجسام الكروية.
15. تطبيق رقم رايليه المُعدَل لحل مسائل الحمل الحراري الطبيعي التي تنطوي على فيض حراري ثابت المقدار.
16. تقييم معدل انتقال الحرارة بالحَمل الحراري الطبيعي داخل التجاويف.
17. تخمين معامل انتقال الحرارة بالحَمل الطبيعي في المجال الحلقي للاسطوانات المتمركزة, وكذلك للكرات المتمركزة.
18. شرح مفهوم تزامن الحَمل الحراري الطبيعي والحَمل القسري.

How do convection currents get generated?

كيف تتولد تيارات الحمل الحراري؟

Convection is the mode of heat transfer associated with the motion of a fluid due to temperature gradients. When a liquid or gas is forced through a pipeline, the pipe wall may get heated or cooled according to the temperature values. The process of cooling or heating is affected by what is normally known as forced convection. On the other hand, if a hot metal block is placed in a room, the ambient temperature would slightly rise to due to natural convection. In this case, the heated air in contact with the block rises up and cooler air falls to replace it. The resulting circulation of warmer air currents help to distribute the heat inside the room. Convection calculations play an important role in the design of industrial equipment, such as heat exchangers and steam boilers. In addition, natural convection analysis is also employed in the design of buildings.

In this chapter we will study forced and natural convection. However, we start with the concept of boundary layers; this will help to understand the physical nature of convection. We then consider the dimensionless Reynolds, Prandtl and Nusselt numbers leading up to the empirical equations. We will also discuss forced convection for laminar and turbulent flow over surfaces and inside tubes. The mechanism of natural convection and the determination of heat transfer coefficients will then follow. We will then apply empirical equations to evaluate the natural convection from/to various geometrical shapes including enclosures.

الحمل الحراري هو نمط انتقال الحرارة المرتبط بحركة المائع بسبب التدرج او الفرق بدرجة الحرارة. والمعلوم ان جريان السائل او الغاز في انبوب معين قد يؤدي الى تسخين او تبريد جدارانه وفقاً لقيم درجة الحرارة السائدة, حيث تُنجزعملية التبريد او التسخين بواسطة ما يُعرف بالحَمل الحراري القسري. ومن ناحية اخرى, لو وضعنا كتلة معدنية ساخنة في غرفة معينة, فان درجة حرارة الغرفة ترتفع قليلاً بسبب الحَمل الحراري الطبيعي. ففي هذه الحالة يرتفع الهواء الساخن الملامس للكتلة الى الاعلى ويحل محله الهواء البارد مسبباً تيارات من الهواء الدافىء تساعد على توزيع الحرارة في جميع انحاء الغرفة. وتُعد حسابات الحمل الحراري مهمة في تصميم المعدات الصناعية مثل المبادلات الحرارية والمراجل البخارية, هذا بالاضافة الى استخدام تحليلات الحمل الحراري الطبيعي في تصميم المباني.

سندرس في هذا الفصل الحَمل الحراري القسري كذلك الحَمل الحراري الطبيعي, وسنبدأ بتوضيح مفهوم الطبقة المتاخمة الذي سيساعد على ادراك الطبيعة الفيزيائية للحمل الحراري. ثم نتطرق الى المجموعات غير البعدية الممثلة برقم رينولدز ورقم برانتل ورقم نسلت وما يتبعها من معادلات تجريبية. سنناقش ايضاً الحَمل الحراري القسري للجريان الطباقي والجريان الاضطرابي فوق الاسطح وكذلك داخل الانابيب. وسوف نتناول ميكانيكية الحَمل الحراري الطبيعي وكيفية حساب معامل انتقال الحرارة له. كما سنطبق المعادلات التجريبية لتخمين الحَمل الحراري الطبيعي من او الى مختلف الاسطح والاشكال الهندسية بما في ذلك التجاويف *(التجاويف هي الاسطح التي يتوسطها حيز مغلق مملوء بالمائع)*

5.1 The Concept of Convection

In chapter 1, we introduced convection as heat transfer that occurs due to the motion of a fluid. Thus convection is related to the fluid properties as well as the fluid velocity; it also depends on the geometry and roughness of the surface. However, despite the large number of variables, convection heat transfer can be evaluated by Newton's cooling law (equation 1.13).

In this section we consider the physical nature and mechanism of convection. We start with the velocity and thermal boundary layers and their relationship to the friction coefficient and to the heat transfer coefficient.

5.1.1 Velocity Boundary Layer

If a fluid is moving over a plate with a velocity u_∞, the fluid layers in contact with the surface will have zero velocity and appear to be at rest; this is illustrated in Fig 5.1. The velocity of the fluid layers increases in the vertical direction, away from the surface, up to the stream velocity u_∞. The reason for this gradient is the presence of the ***viscous forces*** acting within the moving fluid.

5.1 المفهوم النظري للحمل الحراري

قدمنا في الفصل الاول نبذة عن انتقال الحرارة بالحمل الحراري وعلمنا بانه ينشأ نتيجة لحركة الموائع, وعليه فالحمل يعتمد على خصائص المائع اضافة الى سرعة جريانه, ويعتمد ايضاً على الشكل الهندسي للسطح وخشونته. ولكن رغم وجود متغيرات كثيرة, يمكننا تقييم انتقال الحرارة بالحمل باستخدام قانون نيوتن للتبريد (المعادلة 1.13).

سنبحث في فقرات هذا الجزء الطبيعة الفيزيائية وميكانيكية الحمل الحراري, وسنبدأ بدراسة طبقة السرعة المتاخمة والطبقة المتاخمة الحرارية وعلاقتهما بمعامل الاحتكاك وبمعامل انتقال الحرارة.

5.1.1 طبقة السرعة المتاخمة

اذا كان المائع يجري بسرعة ثابتة u_∞ فوق سطح صفيحة كما هو مبين في الشكل 5.1 فسنلاحظ بأن طبقات المائع الملامسة لسطحي الصفيحة تكون في حالة السكون, أي ان سرعتها تساوي الصفر. وتزداد سرعة طبقات المائع تدريجياً بالاتجاه العمودي على الصفيحة حتى تصل إلى سرعة المجرى u_∞, ويعود سبب حدوث مثل هذا التدرج في السرعة إلى تأثير ***القوى اللزجة*** العاملة في اجزاء المائع المتحرك .

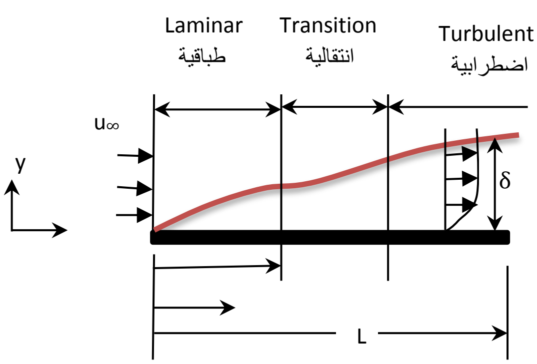


Figure 5.1 الشكل

Velocity boundary layer طبقة السرعة المتاخمة

Let us assume that the velocity of the fluid at a vertical distance y from the surface in the direction x is u_x. At any point where (y = 0) the velocity is equal to zero; however at a certain distance δ from the surface it will approach the stream velocity u_∞. If we measure the velocity at different distances (x_1, x_2, x_3 …) from the leading edge of the plate, we will notcie that the distance y increases with x up to the value δ. Now, if we draw a line passing through the different points where the velocity is measured, two distinct flow areas will appear near the surface. One is adjacent to the surface with variable fluid velocity known as the ***velocity boundary layer***, or just the boundary layer. The other is above the line which has a constant velocity approaching the stream velocity u_∞. In reality, the width of the boundary layer δ, indicated in Fig 5.1, is difficult to define. However, it is arbitrarily defined at a point where the velocity is equal to 0.99 u_∞.

دعنا نفترض ان سرعة المائع في الاتجاه (x) على مسافة رأسية (y) من السطح هي (u_x). ففي اي نقطة حيث (y = 0) ستكون السرعة صفراً, لكنها عند مسافة معينة (δ) من السطح ستقترب من سرعة المجرى (u_∞). ولو قمنا بقياس السرعة في نقاط تقع على مسافات مختلفة من الحافة الامامية للصفيحة (x_1, x_2, x_3 ...), سنلاحظ ان المسافة (y) تزداد تبعاً لزيادة (x). واذا رسمنا خطاً يمر بالنقاط التي قيست عندها السرعة, سيتضح منطقتان متميزتان للجريان فوق سطحي الصفيحة, أحداهما محاذية للسطح تكون سرعة المائع فيها متغيرة, تسمى ***طبقة السرعة المتاخمة*** او اختصاراً الطبقة المتاخمة, والأخرى تعلو الخط الفاصل تكون السرعة فيها ثابتة ومقاربة الى سرعة جريان المائع u_∞. وفي واقع الحال لايمكن تحديد سمك الطبقة المتاخمة δ الموضح في الشكل 5.1 بدقة عالية, الا ان قيمته تُقدر اعتباطياً في النقطة التي تصبح عندها قيمة السرعة مساوية الى ($0.99\ u_\infty$).

Due to the effect of ***shear stresses***, and hence ***shear forces*** that change in value according to x, the flow near the edge remains ***laminar*** and changes to ***turbulent*** at a certain distance. However, a small area within the turbulent region is found to maintain the laminar nature and is known as the ***laminar sub-layer***. The change from laminar to turbulent depends on the ***surface roughness*** as well as on a certain value of the ***Reynolds number*** Re_x. It is defined here in the x dimension as

ونتيجة لتأثيرات ***اجهادات القص***, وبالتالي ***قوى القص*** ازاء السطح الملامس للمائع التي تتغير حسب البعد (x) عن حافة الصفيحة, يكون نمط الجريان ***طباقياً*** قرب الحافة ويتحول إلى ***اضطرابي*** على مسافة معينة منها. وقد وجد ان منطقة صغيرة تقع ضمن منطقة الجريان الاضطرابي تحتفظ بطبيعة طباقية حيث تسمى ***الطبقة التحتية الطباقية***. وتعتمد نقطة التحول من طباقي إلى اضطرابي في الطبقة المتاخمة على ***خشونة السطح*** , بالاضافة الى قيمة معينة ***لرقم رينولدز*** (Re_x) الذي يُعرّف هنا في البعد (x) كالآتي

$$Re_x = \frac{\rho\, u_\infty\, x}{\mu} \qquad (5.1)$$

ρ is the fluid density and μ its viscosity.
The experimental results for flow over a plate indicated that:

يمثل الرمز (ρ) كثافة المائع و (μ) لزوجته.
تشير التجارب المختبرية التي تخص جريان المائع فوق الصفيحة ما يلي:

Laminar boundary layer	$Re_x < 2 \times 10^5$	***طبقة متاخمة طباقية***
Transition layer	$2 \times 10^5 < Re_x < 3 \times 10^6$	***طبقة انتقالية (متقلبة بين طباقية واضطرارية)***
Turbulent boundary layer	$Re_x > 3 \times 10^6$	***طبقة متاخمة اضطرابية***

The ***critical Reynolds number*** Re_c at the transition location x_c is generally given by

وعموماً يُعطى ***رقم رينولدز الحرج*** (Re_c) المقاس على بعد (x_c) في نقطة بدء التحول من المعادلة

$$Re_c = \frac{\rho\, u_\infty\, x_c}{\mu} \approx 5 \times 10^5 \qquad (5.2)$$

Blausius solved the boundary layer equations (5.3-a, 5.3-b) analytically; he found that the thickness of the boundary layer δ, when the velocity u_x is equal to 0.99 u_∞, can be expressed as in equation (5.3-c),

تمكن ***بلاسيوس*** من حل معادلات الطبقة المتاخمة (5.3-a, 5.3-b) حلاً تحليلياً, وقد توصل الى حقيقة امكان كتابته سمك الطبقة المتاخمة (δ), عندما تكون السرعة (u_x) مساوية الى ($0.99\ u_\infty$), بصيغة المعادلة ,(5.3-c)

$$u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} = \frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2}\right) - \frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x} \qquad (5.3\text{-a})$$

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0 \qquad (5.3\text{-b})$$

$$\frac{\delta}{x} = \frac{5.0}{\sqrt{Re_x}} \qquad (5.3\text{-c})$$

where P is the pressure, substituting equation (5.1) into equation (5.3-c), we obtain

يمثل (P) الضغط, وبتعويض المعادلة المعادلة (5.1) في المعادلة (5.3-c) نحصل على

$$\delta = 5.0\sqrt{\frac{\mu\, x}{\rho\, u_\infty}} \qquad (5.4)$$

Equation (5.4) indicates that a higher velocity u_∞ will reduce the boundary layer thickness δ and therefore enhance heat transfer.

When a fluid flows over the plate, a ***drag force*** is developed due to friction. The drag force per unit area is called the ***shear stress*** τ_o (N/m²); it can be evaluated at y = 0, using the following equation:

تشير المعادلة (5.4) الى ان زيادة السرعة (u_∞) تؤدي الى انخفاض سمك الطبقة المتاخمة وبالتالي تعزيز انتقال الحرارة.

عندما يجري المائع فوق صفيحة مستوية, تنشأ قوة تُدعى ***قوة الجر*** بسبب الاحتكاك فقط . ويطلق على قوة الجر لوحدة المساحة ***اجهاد القص*** (τ_o) وحداته (N/m^2), ويمكن تقيمه عندما يكون ($y = 0$) باستخدام المعادلة الآتية :

$$\tau_o = \mu \left(\frac{\partial u_x}{\partial y}\right)_{y=0} \qquad (5.5)$$

The viscosity μ (N.s/m²) is considered as a measure of the resistance to the fluid flow over the plate. The determination of the shear stress from equation (5.5) requires the knowledge of a velocity profile, which is a relationship showing how u_x changes with y. Thus, for ***external flow***, an alternative approach is to express the shear stress in terms of a ***friction coefficient*** C_f,

تُعد اللزوجة (μ) بالوحدات (N.s/m²) مقاساً لمقاومة جريان المائع فوق سطح الصفيحة. ويتطلب تقدير قيمة اجهاد القص من العادلة (5.5) معرفة معادلة لتوزيع السرعة, وهي عبارة عن علاقة تبين نمط التتغير في السرعة (u_x) تبعاً لتغير المسافة (y). لذا يُستحسن اتباع نهجاً بديلاً لحل مسائل ***الجريان الخارجي*** وهو تقييم اجهاد القص بدلالة ***معامل الاحتكاك*** (C_f),

$$\tau_o = C_f \frac{\rho u_\infty^2}{2} \qquad (5.6)$$

The friction or drag force F_D can therefore be evaluated from

وبناء على ذلك يمكن تقييم قوة الجر (F_D) من

$$F_D = \tau_o \times A$$

$$F_D = C_f A \frac{\rho u_\infty^2}{2} \qquad (5.7)$$

where A is the plate surface area.
According to Blausius exact analytical solut-ion of the boundary layer equations, the friction coefficient may be expressed as

حيث يمثل الرمز (A) المساحة السطحية للصفيحة.
وبموجب الحل التحليلي المضبوط لمعادلات الطبقة المتاخمة الذي توصل اليه بلاسيوس, يمكن كتابة معادلة تخص معامل الاحتكاك بالصيغة

$$C_f = \frac{1}{L}\int_0^L C_{f,x}\, dx \qquad (5.8\text{-a})$$

$$C_{f,x} = \frac{0.664}{\sqrt{Re_x}} \qquad (5.8\text{-b})$$

$$C_f = \frac{1.328}{\sqrt{Re_L}} \qquad (5.8\text{-c})$$

The the application of the above equations is illustrated in following example.

سنوضح كيف تُطبيق المعادلات اعلاه في المثال الآتي.

Example 5.1

Air at 300 K flows over a flat plate 1.2-m long and 0.5-m wide, at a velocity of 1.6 m/s, determine (a) the boundary thickness 0.7-m from the leading sharp edge and (b) the drag force due to friction.

المثال 5.1

يجري الهواء بدرجة الحرارة (300 K) فوق صفيحة مستوية طولها (1.2-m) وعرضها (0.5-m) بسرعة مقدارها (1.6 m/s). اوجد (أ) سمك الطبقة المتاخمة على بعد (0.7-m) من الحافة الامامية الحادة, (ب) قوة الجر الناجمة عن الاحتكاك.

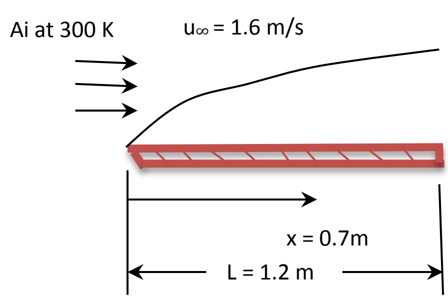
$\mu_{air} = 1.846 \times 10^{-5}$ N.s/m^2 , $\rho = 1.161$ kg/m^3

Solution

Given:

الحل

المعلوم:



$\mu_{air} = 1.846 \times 10^{-5}$ N.s/m^2 , $\rho = 1.161$ kg/m^3

Find:

(a) The thickness δ at x = 0.7 m.
(b) The drag force F_D.

المطلوب ايجاده:

(أ) سمك الطبقة التاخمة (δ) عند البعد (x = 0.7 m).
(ب) قوة الجر (F_D).

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Radiation effects are negligible.

الافتراضات:

1. حالة الاستقرار سائدة.
2. يُهمل تأثير الاشعاع الحراري.

Analysis:

To find δ, we apply equation (5.4),

التحليلات:

لايجاد (), نطبق المعادلة (5.4),

$$\delta = 5.0 \sqrt{\frac{\mu\, x}{\rho\, u_\infty}} \qquad \text{(Eqn. 5.4)}$$

$$\delta = 5.0\sqrt{\frac{1.846 \times 10^{-5} \times 0.7}{1.161 \times 1.6}} = 0.01318 \text{ m} = \underline{1.318 \text{ cm}}$$

The drag force is determined from equation (5.7) which requires the knowledge of the friction factor C_f.

نحسب قوة الجر من المعادلة (5.7) والتي تتطلب معرفة قيمة معامل الاحتكاك (C_f).

$$C_f = \frac{1.328}{\sqrt{Re_L}} \qquad \text{(Eqn. 5.8-c)}$$

$$Re_L = \frac{\rho\, L\, u_\infty}{\mu} = \frac{1.161 \times 1.2 \times 1.6}{1.846 \times 10^{-5}} = 1.207 \times 10^5$$

$$C_f = \frac{1.328}{\sqrt{120700}} = 0.003828$$

$$F_D = C_f\, A\, \frac{\rho\, u_\infty^2}{2} \qquad \text{(Eqn.5.7)}$$

$$F_D = 0.003828 \times (1.2 \times 0.5) \times 1.161 \times 1.6^2 /2$$

$$F_D = \underline{3.41 \times 10^{-3} \text{ N}}$$

Comments:

1. The value of Reynolds number is less than 2×10^5, therefore the layer is still in the laminar regime.
2. For this boundary layer, the drag force (3.41×10^{-3} N) is very low indicating that there is little friction within the layer. However, if the fluid has a higher density and a higher viscosity, the frictional force will increase accoringly.

الملاحظات:

1. بما ان قيمة رقم رينولدز اقل من (2×10^5) لذا فإن الطبقة لاتزال طبقة متاخمة طباقية.
2. ان مقدار قوة الجر لهذه الطبقة المتاخمة (3.41×10^{-3} N) وهو منخفض جداً, مما يشير الى وجود احتكاك ضئيل في الطبقة. ولكن في حالة جريان مائع عالي الكثافة وعالي اللزوجة, فإن قوة الاحتكاك ستزداد تباعاً.

Exercise:

Repeat the calculations of example 5.1 for water flowing over the plate instead of air.

تمرين:

كرر حسابات المثال 5.1 مستبدلاً جريان الهواء فوق الصفيحة بجريان الماء.

$$\rho = 1000\ kg/m^3\ ,\quad \mu = 0.001\ Ns/m^2$$

5.1.2 Thermal Boundary Layer

When a fluid at a specified temperature flows over an isothermal flat plate, a thermal boundary layer develops just like the velocity boundary layer. The fluid layer adjacent to the surface attains thermal equilibrium with the plate at the surface temperature T_s. The fluid particles will then exchange heat with the neighboring layers in the vertical y direction. As a result, the temperature would vary from the surface temperature T_s to the fluid temperature T_∞. The change occurs within a region of flow over the surface known as the ***thermal boundary layer***. The thickness of the layer δ_t mat be defined as the vertical distance in the y direction for which the temperature difference $T - T_s$ is equal to $0.99\ (T_\infty - T_s)$. Note that the thickness of the thermal boundary layer $\delta t(x)$ grows gradually from zero at the leading edge in the fluid flow direction, as shown in Figure 5.2.

5.1.2 الطبقة المتاخمة الحرارية

عندما يجري مائع بدرجة حرارة معينة فوق صفيحة مستوية درجة حرارتها ثابتة, تنشأ طبقة متاخمة حرارية مماثلة لطبقة السرعة المتاخمة. حيث يحصل توازن حراري بين طبقة المائع الملاصقة للسطح والصفيحة عند درجة حرارة السطح (T_s), ثم يتبعه تبادل حراري بين جزيئات المائع للطبقات المجاورة في الاتجاه الشاقولي (y). ونتيجة لذلك تتغير درجة الحرارة من قيمتها لدى السطح (T_s) وصولاً الى درجة المائع الجاري (T_∞), ويحصل التغير ضمن منطقة جريان فوق السطح تسمى ***الطبقة المتاخمة الحرارية***. يمكن تحديد سمك الطبقة (δ_t) بالبعد الشاقولي بالاتجاه (y) عندما يصبح الفرق بدرجة الحرارة ($T - T_s$) مساوياً الى $[0.99\ (T_\infty - T_s)]$. وتجدر الملاحظة بأن سمك الطبقة $[\delta_t(x)]$ يزداد تدريجياً باتجاه الجريان ابتداءً من الصفر عند الحافة الامامية, كما هو مبين في الشكل 5.2.

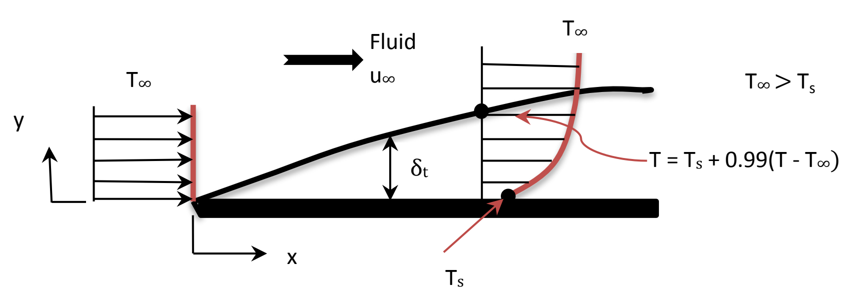


Figure 5.2 الشكل

Thermal Boundary layer الطبقة المتاخمة الحرارية

Heat transfer from the plate by convection is significantly affected by the conditions within the thermal boundary layer. Since convection is directly related to the ***temperature gradient*** at any location over the plate $(\frac{\partial T}{\partial y})_x$, the heat transfer coefficient value will vary accordingly. To demonstrate the relation between the gradient and the heat transfer coefficient h, we apply Fourier's law at the edge, where y = 0 and $u_\infty = 0$,

يتأثر انتقال الحرارة من الصفيحة بواسطة الحمل الحراري بشكل كبير بالظروف السائدة داخل الطبقة المتاخمة. وبما ان الحمل الحراري مرتبط بمقدار ***التدرج بدرجة الحرارة*** في اي موقع فوق الصفيحة $[(\frac{\partial T}{\partial y})_x]$, لذا فإن قيمة معامل انتقال الحرارة ستتغير تبعاً لذلك. ولتوضيح العلاقة بين تدرج درجة الحرارة ومعامل انتقال الحرارة (h), نطبق قانون فوريرعلى حافة الصفيحة, اي عندما يكون (y = 0) و $(u_\infty = 0)$,

$$q_s/A = -k\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0} \qquad (5.9)$$

where the subscript s indicates that heat transfer occurs at the surface of the plate.

حيث يشيرالرمز (s) الى ان انتقال الحرارة يحدث لدى سطح الصفيحة.

From Newton's cooling law, we have

ومن قانون نيوتن للتبريد نحصل على

$$q_s/A = h\,(T_s - T_\infty) \qquad (5.10)$$

Combining the two equations,

وبجمع المعادلتين,

$$-k\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0} = h\,(T_s - T_\infty)$$

$$h = \frac{-k(\frac{\delta T}{\delta y})_{y=0}}{(T_s - T_\infty)} \qquad (5.11)$$

Equation (5.11) indicates that the heat transfer coefficient value depends on the temperature gradient. Therefore, the rate of heat transfer across the boundary layer changes in the x diretion according to the magnitude of $(\frac{\partial T}{\partial y})_x$.

تشير المعادلة (5.11) الى ان قيمة معامل انتقال الحرارة تعتمد على التدرج بدرجة الحرارة, وعليه يتغير معدل انتقال الحرارة عبر الطبقة المتاخمة بالاتجاه (x) وفقاً لمقدار التدرج $[(\frac{\partial T}{\partial y})_x]$.

Accordingly, we first need to determine the the temperature gradient before estimating the value of h. This implies that a temperature distribution expression in the y direction is required. Such a relationship may be derived by applying the following conditions

بناءً على ذلك, نحتاج اولاً الى تقييم التدرج بدرجة الحرارة قبل تقدير قيمة (h), مما يعني ان هناك ضرورة لايجاد معادلة لتوزيع درجة الحرارة بالاتجاه (y). ويمكننا اشتقاق مثل هذه العلاقة بتطبيق الشروط الآتية

$$T = T_s \quad \text{at} \quad y = 0 \quad , \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad \text{at} \quad y = \delta_t$$

$$T = T_\infty \quad \text{at} \quad y = \delta_t \quad , \quad \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad \text{at} \quad y = 0$$

The four conditions can be fitted to a ***cubic polynomial*** in the form

نستطيع تطبيق الشروط الاربعة على معادلة بصيغة ***المعادلة متعددة الحدود التكعيبية***

$$T = C_1 + C_2T + C_3T^2 + C_4T^3 \ldots\ldots$$

so that the resulting profile is

وهكذا نحصل على التدرج الحراري الآتي

$$\frac{T - T_s}{T_\infty - T_s} = \frac{3y}{2\delta_t} - \frac{1}{2}\left(\frac{y}{\delta_t}\right)^3 \qquad (5.12)$$

A heat balance is then conducted on an infinitesimal control volume to provide an expression known as ***the integral energy equation of the boundary layer***. This is an expression that includes a temperature gradient as well as a velocity gradient inside the layer. Note that the velocity gradient expression is similar to equation (5.12), thus

وبعد ذلك نقوم بإجرء موازنة حرارية على حجم تحكم متناهي الصغر, فنحصل على صيغة لعلاقة تسمى ***معادلة الطاقة التكاملية للطبقة المتاخمة***. وتشتمل هذه المعدلة على كل من التدرج بدرجة الحرارة والتدرج بالسرعة داخل الطبقة. وتجدر ملاحظة ان صيغة معادلة التدرج بالسرعة هي مماثلة للمعادلة (5.12), اي انها

$$\frac{u}{u_\infty} = \frac{3y}{2\delta} - \frac{1}{2}\left(\frac{y}{\delta}\right)^3 \qquad (5.13)$$

The integral energy equation, for constant properties, laminar flow and constant stream temperature T_∞, is solved assuming that the thermal boundary layer develops at a distance x_o from the leading edge, see figure 5.3.

تُحل معادلة الطاقة التكاملية بافتراض نشوء الطبقة الحرارية المتاخمة على بعد (x_o) من الحافة الامامية, وباعتبار خواص المائع ثابتة, وعلى ان الجريان هو جريان طباقي, وكذلك بثبوت درجة حرارة المائع الجاري (T_∞), انظر الشكل 5.3.

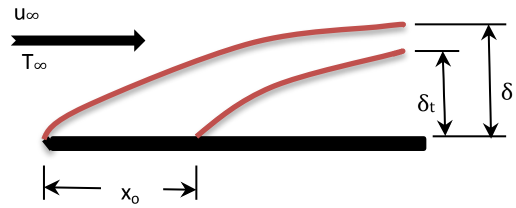


Figure 5.3 الشكل

Thermal boundary layer starts at a distance x_o from the edge

تبدأ الطبقة المتاخمة الحرارية على بعد (x_o) من الحافة

The solution utilizes both temperature and velocity distribution equations (5.12) and (5.13) and the final relationship is expressed as [4]

يشمل الحل معادلتي توزيع درجة الحرارة وتوزيع السرعة, اي المعادلتين (5.12) و (5.13), حيث تصبح صيغة العلاقة النهائية [4]

$$\frac{\delta_t}{\delta} = \frac{1}{1.026}\, Pr^{-1/3}\left[1 - \left(\frac{x_o}{x}\right)^{3/4}\right]^{1/3} \qquad (5.14)$$

where Pr is the ***Prandtl number***, named after ***Ludwig Prandtl***, the scientist who introduced the boundary layer theory,

الرمز (Pr) هو ***رقم برانـدتل***, سمي باسم العالم ***لـدويغ برانـدتل*** الذي اقترح نظرية الطبقة المتاخمة,

$$Pr = \frac{Molecular\ diffusivity\ of\ momentum}{Molecular\ diffusivity\ of\ heat} = \frac{\nu}{\alpha} \qquad (5.15)$$

$$Pr = = \frac{\mu/\rho}{\frac{k}{C_p \cdot \rho}} = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \qquad (5.16)$$

The ***molecular diffusivity of momentum*** ν (m^2/s) is also known as the ***kinematic viscosity.*** It is actually a measure of the rate at which momentum may diffuse through the fluid due to molecular motion. The symbols k, μ and C_p denote the thermal conductivity, the viscosity and the specific heat capacity of the fluid respectively. Equation (5.14) shows how Prandtl number relates the thicknesses of the velocity boundary layer and the thermal boundary layer. However, if the whole plate is heated, $x_o = 0$; the equation is reduced to

يمثل الرمز(ν) بالوحدات (m^2/s) ***انتشارية الزخم الجزيئية*** (m^2/s), ويطلق عليها ايضاً اسم ***اللزوجة الكينماتية*** , وهي في الواقع مقياساً لانتشار الزخم خلال المائع بسبب حركة جزيئاته. وتمثل الرموز (k) و (μ) و(C_p) موصلية المائع الحرارية و لزوجته وسعته الحرارية النوعية على التوالي. توضح المعادلة (5.14) كيف يترابط رقم براندتل بسُمك طبقة السرعة المتاخمة وسُمك الطبقة المتاخمة الحرارية. وفي حالة تسخين الصفيحة باكملها, اي ان ($x_o = 0$), تختصر المعادلة الى

$$\frac{\delta_t}{\delta} = \frac{1}{1.026}\,Pr^{-1/3} \qquad (5.17)$$

Equations (5.11), (5.12), (5.13) and (5.17) are combined to yield a solution in the form

وبدمج المعادلات (5.7) و (5.8) و (5.13) مع (5.17) واتمام الحل ينتج

$$Nu_x = 0.332\, Re_x^{1/2}\, Pr^{1/3} \qquad (5.18)$$

where Nu_x is the ***Nusselt number*** at x; defined for flow over a flat plate as

حيث يمثل (Nu_x) ***رقم نسلت*** عند البعد (x), ويُعرّف الرقم للجريان فوق الصفيحة المستوية كالآتي

$$Nu_x = \frac{h_x\, x}{k} \qquad (5.19)$$

The Nusselt number is therefore a measure of the ratio of convection to conduction heat transfer.
The detailed solution of the thermal integral equation can be found in many references including [3, 4].

يُعد رقم نسلت مقياساً لنسبة انتقال الحرارة بالحمل الى انتقال الحرارة بالتوصيل الحراري.

يمكن الاطلاع على تفاصيل حل معادلة الحرارة التكاملية في مصادر عديدة منها المصدرين [3] و [4].

5.1.3 Average heat transfer coefficient

5.1.3 متوسط معامل انتقال الحرارة

Equation (5.18) provides values for the local heat transfer coefficient h_x in terms of the distance x. To evaluate the heat transfer from the entire area of the plate, we need to determine the average value of the coefficient $\bar{h}$. This may be achieved by integrating the localized value h_x over the entire length of the plate L,

توفرالمعادلة (5.18) قيماً لمعامل انتقال الحرارة الموضعي (h_x) بدلالة البعد (x). ولتقييم انتقال الحرارة من سطح الصفيحة باكمله, يجب تحديد القيمة الوسطية لمعامل انتقال الحرارة ($\bar{h}$). ويمكن تحقيق ذلك بمكاملة القيمة الموضعية (h_x) على امتداد طول الصفيحة (L),

$$\bar{h} = \frac{\int_0^L h_x\, dx}{\int_0^L dx} = \frac{1}{L}\int_0^L h_x\, dx \qquad (5.20)$$

Using the expression for h_x derived from the integral analysis, equation (5.18), we may integrate equation (5.20) to obtain

وباستخدام العلاقة المستنبطة من تحليلات التكامل لمعامل انتقال الحرارة الموضعي (h_x) اي المعادلة (5.18), يمكننا مكاملة المعادلة (5.20) للحصول على

$$\bar{h} = 2\, h_{x=L} \qquad (5.21)$$

That is, for laminar flow over the entire plate, the average Nuselt number equation can now be written as

حيث ان هذه العلاقة تخص الجريان الطباقي فوق الصفيحة المستوية باكملها. والآن نستطيع كتابة معادلة لمتوسط رقم نسلت بالصيغة

$$\overline{Nu} = 0.664\, Re_L^{1/2}\, Pr^{1/3} \qquad (5.22)$$

where $\overline{Nu}$ is the ***average Nusselt number*** for the whole plate that defined as

يمثل ($\overline{Nu}$) ***متوسط رقم نسلت*** للصفيحة باكملها الذي يُعرّف كالآتي

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}\; L}{k} \qquad (5.23)$$

and the Reynolds number Re_L is given by

ويعطى رقم رينولدز (Re_L) من

$$Re_L = \frac{\rho\; L\; u_\infty}{\mu} \qquad (5.24)$$

Note that the properties of the fluid, ρ, μ and k are evaluated at the ***film temperature*** T_f, where

وتجدر الملاحظة بان خواص المائع (ρ, μ, k) تُقدرعند ***درجة حرارة الفيلم*** *(اي المنطقة المتاخمة للسطح)* (T_f), وهي

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \qquad (5.25)$$

The average friction coefficient C_f may also be determined by

يمكننا ايضاً تحديد قيمة متوسط معامل الاحتكاك بواسطة المعادلة

$$C_f = \frac{1}{L}\int_0^L C_{f\,x}\; dx \qquad \text{(Eq. 5.8-a)}$$

The following example demonstrates how to apply the above equations.

سنوضح في المثال القادم كيف نطبق المعادلات اعلاه.

Example 5.2

المثال 5.2

Air at 25°C flows over a flat plate 1-m long and 0.4-m wide, at a velocity of 1.6 m/s. Assuming that the whole area of the plate is heated to 60°C determine (a) the rate of heat transfer in the first 50-cm of the plate (b) the rate of heat transfer at the end of the plate.

يجري الهواء عند درجة الحرارة (25°C) فوق صفيحة مستوية طولها (1-m) وعرضها (0.4-m) وبسرعة مقدارها (1.6 m/s). فاذا افترضنا ان مساحة الصفيحة باكملها مسخنة الى (60°C), احسب كل من (أ) معدل انتقال الحرارة في أول (50-cm) من حافة الصفيحة و (ب) معدل انتقال الحرارة في نهاية الصفيحة.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$$L = 1\ m\ ,\ W = 0.4 m,\ u_\infty = 1.6\ m/s$$

$$T_\infty = 25^oC\ ,\ T_s = 60^oC$$

Find:

المطلوب ايجاده:

The rate of heat transfer q_x at 50-cm from the leading edge, and the rate of heat transfer at the end of the plate q_L

معدل انتقال الحرارة (q_x) على بعد (50-cm) من الحافة الامامية, ومعدل انتقال الحرارة في نهاية الصفيحة (q_L)

Assumptions:

الافتراضات:

1. Steady state conditions.
2. Radiation effect negligible.
3. Laminar boundary layer.

1. ظروف حالة الاستقرار سائدة.
2. اهمال تأثير الاشعاع الحراري.
3. الطبقة المتاخمة طباقية.

Analysis:

التحليلات:

The first step is to find the properties of air at the film temperature then check the flow regime,

نحسب اولاً خواص الهواء عند درجة حرارة الفيلم ثم نتأكد من نمط الجريان,

The film temperature درجة حرارة الفيلم

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{60 + 25}{2} = 42.5^oC$$

The properties of air at 42.5°C are:

خواص الهواء عند درجة الحرارة (42.5°C) هي:

$\rho = 1.13\ kg/m^3$, $\mu = 1.92 \times 10^{-5}\ N.s/m^2$, $k = 0.0272,\ W/m.K$, $C_p = 1006\ J/kg.K$

(Approximate values for properties of air taken from the appendix)

(أُعتمدت هذه القيم التقريبية من جدول خصائص الهواء في الملاحق)

To check the flow regime, we determine the Reynolds number:

لتحديد نمط الجريان نحسب رقم رينولدز:

$$Re_x = \frac{\rho \times u_\infty}{\mu}$$

$$Re_x = \frac{1.13 \times 0.5 \times 1.6}{1.92 \times 10^{-5}} = 4.7 \times 10^4$$

The value of the Reynolds number is less than 2×10^5, therefore our assumption of laminar layer is correct. Thus, we can apply equation (5.18) to get the value of the Nusselt number. Then, we valuate the heat transfer coefficient and the rate of heat transfer

بما ان قيمة رقم رينولدز اقل من (2×10^5) لذا فإن افتراض الطبقة المتاخمة بأنها طبقة طباقية هو صحيح, وعليه نطبق المعادلة (5.18) لنحصل على قيمة رقم نسلت, ثم نقيم معامل انتقال الحرارة ومعدل انتقال الحرارة,

$$Nu_x = 0.332\ Re_x^{1/2}\ Pr^{1/3} \qquad \text{(Eqn. 5.18)}$$

$$Pr = \frac{C_p\ .\ \mu}{k} = \frac{1006 \times 1.92 \times 10^{-5}}{0.0272} = 0.710$$

$$Nu_x = 0.332 \times (4.7 \times 10^4)^{1/2} \times 0.71^{1/3} = 64.210$$

$$Nu_x = \frac{h_x\ x}{k} \qquad \text{(Eqn. 5.19)}$$

$$h_{x=0.5} = Nu_x\ .\ k/x = 64.21 \times 0.0272/0.5 = 3.493\ W/m^2K$$

$$\bar{h} = 2\ h_{x=0.5} \qquad \text{(Eqn. 5.21)}$$

$$\bar{h} = 2 \times 3.493 = 6.986\ W/m^2K$$

$$q_x = \bar{h}\ A\ (T_s - T_\infty)$$

$$q_x = 6.986 \times (0.5 \times 0.4)\ (60 - 25) = \underline{48.902\ W}$$

To estimate the heat transfer the end of the plate, we repeat the calculations using L = 1 m,

ولتحديد مقدار انتقال الحرارة في نهاية الصفيحة, نكرر الحسابات باعتبار (L = 1 m),

$$Re_L = \frac{\rho\ L\ u_\infty}{\mu} = \frac{1.13 \times 1 \times 1.6}{1.92 \times 10^{-5}} = 9.4 \times 10^4$$

$$Pr = \frac{C_p\ .\ \mu}{k} = \frac{1006\ \times\ 1.92 \times 10^{-5}}{0.0272} = 0.710$$

$$Nu_{x=L} = 0.332 \times 0.710^{1/3} \times (9.4 \times 10^4)^{1/2} = 90.807$$

$$Nu_{x=L} = \frac{h_L\ L}{k}$$

$$h_{x=L} = 90.807 \times 0.0272/1 = 2.470\ W/m^2K$$

$$\bar{h} = 2\ h_{x=L} = 2 \times 2.470 = 4.940\ W/m^2K$$

$$q_L = \bar{h}\ A\ (T_s - T_\infty)$$

$$q_L = 4.940 \times (1 \times 0.4)\ (60 - 25) = \underline{69.160\ W}$$

Comments:

الملاحظات:

To evaluate the average heat transfer coefficient and the rate of heat transfer from the whole plate, we apply equation (5.22).

لايجاد مقدار متوسط معامل انتقال الحرارة ومعدل انتقال الحرارة من الصفيحة باكملها, نطبق المعادلة (5.22) .

Exercise:

تمرين:

Repeat the calculations of example 5.2 for an air of 50°C and a plate temperature 90°C.

كررحسابات المثال 5.2 متخذاً درجة حرارة الهواء (50°C) ودرجة الصفيحة (90°C).

5.1.4 Constant Heat Flux

5.1.4 ثبوت الفيض الحراري

Equation (5.18) applies to heat transfer from an isothermal flat plate-surface to a fluid in laminar flow. In some problems the surface heat flux is constant and to find the temperature distribution, the following equations may be used [11]

تطبق المعادلة (5.18) على انتقال الحرارة من سطح صفيحة مستوية درجة حرارته ثابتة الى مائع في حالة الجريان الطباقي. ولكن في بعض التطبيقات يكون الفيض الحراري الصادر من السطح ثابت المقدار مما يستوجب استخدام المعادلات الآتية لايجاد توزيع درجة الحرارة [11]

$$Nu_x = \frac{h_x\ x}{k} = 0.453\ Pr^{1/3}\ Re_x^{1/2} \quad (\text{Laminar-}Re_x < 2 \times 10^5,\ \ Pr \geq 0.6) \qquad (5.26)$$

$$Nu_x = \frac{h_x\ x}{k} = 0.0308\ Pr^{1/3}\ Re_x^{4/5}\ (\text{Turbulent - }Re_x > 3 \times 10^6,\ 0.6 \leq Pr \leq 6.0) \qquad (5.26\text{-a})$$

If the heat flux from the surface q''_s is known, we can determine the surface temperature T_s as follows

اما اذا كان الفيض الحراري من السطح (q''_s) معلوماً, فيمكننا تقدير درجة حرارة السطح عند اي نقطة (T_s) على النحو الآتي

$$q''_s = h_x (T_s - T_\infty)$$

$$T_s (x) = T_\infty + \frac{q''_s}{h_x} \quad , \quad h_x = \frac{q''_s}{(T_s - T_\infty)}$$

$$\therefore Nu_x = \frac{h_x \; x}{k} = \frac{q''_s \; x}{k \, (T_s - T_\infty)} \qquad (5.27)$$

It is therefore clear that we don't need to know the average heat transfer coefficient $\bar{h}$ to calculate the flux q''_s. However we may still require an ***average temperature difference*** $\overline{T_s - T_\infty}$ over the entire length of the plate L, which is given by [1, 3]

وهكذا يتضح بأننا لا نحتاج معرفة متوسط معامل الحرارة ($\bar{h}$) لحساب الفيض الحراري (q''_s). لكننا ربما نحتاج معرفة ***متوسط الفرق بدرجة الحرارة*** ($\overline{T_s - T_\infty}$) على امتداد طول الصفيحة باكملها, حيث يُكتب هذا المتوسط بالصيغة الآتية [1, 3]

$$\overline{T_s - T_\infty} = \frac{1}{L} \int_0^L (T_s - T_\infty) dx$$

$$\overline{T_s - T_\infty} = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{(q''_s) \, x}{k \, Nu_x} dx = \frac{(q''_s) L/k}{\overline{Nu}_L} \quad , \quad (\text{laminar- } Nu_x = \frac{h_x \; x}{k} = 0.453 \, Pr^{1/3} \, Re_x^{1/2})$$

$$\overline{T_s - T_\infty} = \frac{(q''_s) L/k}{\overline{Nu}_L} \quad , \quad \overline{Nu}_L = \frac{\bar{h} \, L}{k} = 0.680 \, Re^{1/2} \, Pr^{1/3} \quad \text{(for constant heat flux)} \qquad (5.28)$$

The properties are to be evaluated at the film temperature and if the temperature of the surface is unknown, we may resort to trial and error starting with the fluid temperature.

تُقدر خواص المائع عند درجة حرارة الفيلم, واذا كانت درجة حرارة السطح مجهولة فقد نلجأ الى طريقة التجربة والخطا التي تبدأ بدرجة حرارة المائع ثم تحديد القيم التالية.

We can use equations (5.26) and (5.28) to calculate h_x and $\bar{h}$ and then the heat fluxes,

كما نستطيع استخدام المعادلتين (5.26) و (5.28) لحساب كل من (h_x) و ($\bar{h}$) ومن ثم ايجاد الفيض الحراري لكلا الحالتين,

$$q''_s = h_x (T_s - T_\infty) \qquad (5.29\text{-a})$$

$$q''_s = \bar{h} \, (\overline{T_s - T_\infty}) \qquad (5.29\text{-b})$$

Note that the heat flux q''_s (W/m^2) is assumed to be constant over the entire surface of the plate.

وتجدر الملاحظة هنا بان الفيض الحراري (q''_s) بالوحدات (W/m^2) يُفترض ان يكون ثابتاً فوق سطح الصفيحة باكمله.

Example 5.3

An electrically heated ceramic plate, 0.6-m long, is used to heat a stream of air at 27^{o}C and 1 atm. The flow velocity over the plate is 4 m/s and the air receives a constant heat flux of 1.5 kW/m^2. Calculate the average heat transfer coefficient. Take the properties of air at the stream conditions.

المثال 5.3

صفيحة مصنوعة من مادة سيراميكية, مسخنة بواسطة الكهرباء, طولها (0.6-m). تُستخدم هذه الصفيحة لتسخين تيار من الهواء درجة حرارته (27^{o}C) وضغطه (1 atm). فاذا كانت سرعة الهواء فوق الصفيحة (4 m/s), وكان الهواء يستلم فيضاً حرارياً ثابت المقدار قيمته (1.5 kW/m^2), احسب متوسط معامل انتقال الحرارة. استخرج خصائص الهواء عند درجة حرارة الهواء.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$$T_\infty = 25^oC,\ u_\infty = 4\ m/s,\ pressure = 1\ atm,\ (q_s/A) = 1500\ W/m^2,\ L = 0.6\ m$$

Find:

The average heat transfer coefficient $\bar{h}$

المطلوب ايجاده:

متوسط معامل انتقال الحرارة ($\bar{h}$)

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Radiation effect negligible.
3. Laminar boundary layer.
4. The fluid properties to be evaluated at the air temperature.

الافتراضات:

1. ظروف حالة الاستقرار سائدة.
2. اهمال تأثير الاشعاع الحراري.
3. الطبقة المتاخمة طباقية.
4. تقييم خواص الهواء عند درجة حرارة الهواء

Analysis:

Properties of air at 27^{o}C or 300K are

التحليلات:

خواص الهواء عند (27^{o}C) أي (300 K) هي

$$\rho = 1.177\ kg/m^3\ ,\quad \mu = 1.85\times10^{-5}\ N.s/m^2\ ,\quad k = 0.0268,\ W/m.K\ ,\quad C_p = 1005\ J/kg.K$$

$$Re_L = \frac{\rho\ L\ u_\infty}{\mu} = \frac{1.177\ x\ 0.6\ x\ 4}{1.85\ x\ 10^{-5}} = 1.526\ x\ 10^5$$

$$Pr = \frac{C_p\ .\ \mu}{k} = \frac{1005\ x\ 1.85\ x\ 10^{-5}}{0.0286} = 0.650$$

$$\overline{T_s - T_\infty} = \frac{(q''_s)L/k}{0.6795\ Re_L^{1/2} Pr^{1/3}} \qquad \text{(Eqn. 5.28)}$$

$$\overline{T_s - T_\infty} = \frac{1500\ x\ 0.6/0.0286}{0.6795\ x\ (1.526\ x\ 10^5)^{1/2}\ x\ 0.650^{1/3}} = 136.896^0C$$

$$q''_s = \bar{h}\ (\overline{T_w - T_\infty}) \qquad \text{(Eqn. 5.29-b)}$$

$$1500 = \bar{h}\ x\ 136.896$$

$\bar{h}$ = <u>10.957 W/m^{2}K</u>

Comments:

1. The assumption of laminar conditions is correct because the value of the Reynolds number is less than 2 x 10^5.
2. The evaluation of the air properties for laminar conditions should be evaluated at the film temperature. Using the fluid temperature instead causes and error in the answer.
3. One way to improve the answer is to use ***trial and error***. The new value of the surface temperature, and hence the film temperature, are calculated as follows

الملاحظات:

1. بما ان قيمة رقم رينولدز اقل من (2 x 10^5), لذا كان افتراض الطبقة المتاخمة الطباقية صحيح.
2. ينبغي تقدير خواص الهواء عند درجة حرارة الفيلم, لان استخدام درجة حرارة المائع بدلاً عنها يؤدي الى خطأ في الجواب.
3. ان احدى الطرق لتقليل نسبة الخطأ في الجواب هي استخدام طريقة ***التجربة والخطأ*** , حيث تحسب قيمة جديدة لدرجة حرارة السطح ومن ثم درجة حرارة الفيلم كما هو مبين في ادناه

$$\overline{T_s - T_\infty} = 136.896^oC$$

New T_s = 136.896 + 27 = 163.896^{o}C

$$T_f = = \frac{T_s + T_\infty}{2} = = \frac{163.896 + 27}{2} = 95.448 = 368.448\ K$$

Now, the properties are valuated at the film temperature and the calculations are repeated to find $(T_s - T_\infty)$. A new value for T_f is then calculated and the iterations are repeated until the last two values of the film temperature converge.

والآن نقرأ خواص الهواء عند درجة حرارة الفيلم ونعيد الحسابات لايجاد قيمة $(T_s - T_\infty)$. وهكذا نحصل على قيمة جديدة لدرجة الفيلم (T_f) ونستمر باعادة الحسابات حتى تصبح القيمتان الاخيرتان متقاربتين.

Exercise:

تمرين:

Apply the trial error solution for 4 iterations and write your comments.
Use Excel to improve the trial and error solution and achieve better answer.

طبق طريقة التجربة والخطأ اربع مرات متتالية ثم دون ملاحظاتك.

استخدم برنامج الاكسل لتحسين طريقة التجربة والخطأ والحصول على جواب افضل.

5.1.5 The Stanton Number

5.1.5 رقم ستانتون

The ***Stanton number*** St is actually a modified Nusselt number defined as

ان ***رقم ستانتون*** (St) هو في الواقع رقم نسلت مُعدل, ويُعرّف كالآتي

$$St = \frac{Nu_L}{Re_L Pr} = \frac{h}{\rho\, V\, C_p} \qquad (5.30)$$

Friction may be related to heat transfer by boundary layer analogies in terms of Stanton number. One expression, developed by the ***Reynolds analogy***, is based on solving the dimensionless form of the thermal and velocity boundary layer equations; it relates C_f and St which is

يمكن ايجاد علاقة تربط بين الاحتكاك وانتقال الحرارة بدلالة رقم ستانتون وذلك بتطبيق نظريات التشابه بين الطبقة المتاخمة الحرارية وطبقة السرعة المتاخمة. وقد تم تطوير احدى العلاقات التي تبين الترابط بين (C_f) و (St) باستخدام ***نظرية رينولدز للتشابه***, حيث يستند الاشتقاق الى الصيغة غير البعدية لمعادلات الطبقتين المتاخمتين, وهي

$$C_f/2 = St \qquad (5.31)$$

The left hand side of equation (5.31) represents friction, while the right hand side refers to heat transfer via the Stanton number. The heat transfer coefficient is included in the definition of the Nusselt number which incorporated in the definition of the Stanton number in equation (5.30).

يمثل الجانب الايسر من المعادلة (5.31) الاحتكاك, بينما يشير الجانب الايمن الى انتقال الحرارة الممثل برقم ستانتون. علماً ان معامل انتقال الحرارة هو جزء من تعريف رقم نسلت الذي يتضمنه تعريف رقم ستانتون في المعادلة (5.30).

A general expression that can be applied over a wider range of Prandtl number was developed by ***Chilton and Coburn*** [7, 8],

وقد طور الباحثان ***تشلتون و كوبرن*** [7, 8] معادلة اكثر شمولية, حيث يمكن تطبيقها على نطاق واسع لقيم رقم برانتل,

$$C_f/2 = St\ Pr^{2/3} \qquad 0.6 < Pr < 60 \qquad (5.32)$$

Equation (5.32) is applicable to laminar and turbulent fluid flow over a flat plate.

The detailed analogies of velocity and thermal boundary layers, including turbulent flow over a flat plate, are available in literature [3]

يمكن تتطبيق المعادلة (5.32) على حالات جريان المائع الطباقي والاضطرابي فوق الصفيحة المستوية.

تـوفر المصـادر ذات العلاقـة شـرحاً تفصـيلياً لتطبيـق نظريـات الطبقـات المتاخمـة, بمـا فـي ذلـك الجريـان الاضطرابي فوق الصفيحة المستوية [3].

5.2 Forced Convection

Forced convection *is heat transfer through a fluid in the presence of bulk fluid motion caused by some pumping equipment*. In the previous section, we discussed the physical principles of convection and we have shown how the thermal boundary layer is related to the velocity or ***momentum boundary layer***. Additionally, some useful equations for laminar flow over flat surfaces were developed theoretically. However, the theoretical approach to determine the convection heat transfer coefficient is restricted to some typical geometrical shapes. Accordingly, to determine the coefficients for different flow geometries, an experimental approach is required. Thus, measurements under controlled conditions are conducted in the laboratory for various geometrical shapes. The resulting data are then correlated in terms of non-dimensional parameters to form ***empirical equations***. Note that the measurements of temperatures, fluid velocity and electric power should be conducted outside the boundary layer.

5.2 الحمل الحراري القسري

الحمل الحراري القسري هو *انتقال الحرارة من خلال المائع نتيجة حركة اجزائه التي تولدها اجهزة ضخ الموائع*. وقد ناقشنا في الفقرات السابقة المبادىء الفيزيائية للحمل الحراري ووضحنا كيف ترتبط الطبقة المتاخمة الحرارية بطبقة السرعة المتاخمة والمعروفة ايضا بإسم ***طبقة الزخم المتاخمة***. بالاضافة الى ذلك, فقد تم اشتقاق بعض المعادلات المفيدة للجريان الطباقي فوق السطوح المستوية استناداً الى الاسس النظرية. الا ان النهج النظري لتقدير معامل انتقال الحرارة يقتصر على بعض الاشكال الهندسية النموذجية. ونظراً الى ضرورة تقييم معامل انتقال الحرارة للجريان فوق اسطح متنوعة الشكل يلزم اتباع نهج مختبري. حيث يتم اجراء تجارب مختبرية تشمل اشكال هندسية مختلفة للحصول على معلومات مقاسة تحت ظروف مسيطر عليها, ومن ثم تُكتب هذه المعلومات بصيغة ***معادلات تجريبية*** تتألف من مجاميع غير بعدية.

وتجدر الملاحظة بان القياسات التي تشمل درجة الحرارة والسرعة والقدرة الكهربائية يجب ان تُنجز خارج حدود الطبقة المتاخمة.

The rate of heat transfer, from a surface to the bulk of the fluid, is therefore determined in a flow regime known as an ***external flow***. To consider all fluids and geometries, equation (5.22) may therefore be generalized to an expression of the form

بناءً على ذلك, يتم تقدير قيمة معدل انتقال الحرارة من السطح الى المائع في حالة الجريان المعروف بإسم ***الجريان الخارجي***. وفي هذا السياق, يمكن تعميم المعادلة (5.22) لتشمل موائع عديدة تجري فوق اسطح ممختلفة الشكل بالصيغة الآتية

$$\overline{Nu} = C\, Re_L^{\,m}\, Pr^n \qquad (5.33)$$

where C, m and n are constants and L is the length of the plate in the flow direction. Workers in the field found that equation (5.33) can also be inferred from experimental studies. The values of constants in the empirical correlation depend on the surface geometry and on the type of flow. Since the fluid properties are influenced by the surface temperature, it is advisable to evaluate them at the film temperature T_f,

حيث ان (C) و (m) هي ثوابت كما يمثل الرمز(L) طول الصفيحة باتجاه الجريان. وقد وجد الباحثون في هذا المجال بأنه يمكن ايضاً التوصل الى صيغة المعادلة (5.33) من الدراسات التجريبية. وتعتمد قيم الثوابت في المعادلة التجريبية على شكل السطح الهندسي وعلى نمط جريان المائع. وبما ان خواص المائع تتأثر بدرجة الحرارة, لذا يستحسن تقديرها عند درجة حرارة الفيلم (T_f),

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \qquad \text{(Eqn. 5.25)}$$

5.2.1 Flow over an Isothermal Flat Plate

5.2.1 الجريان فوق صفيحة مستوية درجة حرارتها ثابتة

It was indicated earlier that the local heat transfer coefficient for ***laminar flow*** h_x at a location x from the leading edge can be determined from

لقد تبين مما مر ذكره بان معامل انتقال الحرارة الموضعي (h_x) ***للجريان الطباقي*** فوق صفيحة على بعد (x) من حافة الصفيحة الامامية يمكن تقييمه من المعادلة

$$Nu_x = 0.332\, Re_x^{1/2}\, Pr^{1/3} \qquad Pr \geq 0.6 \qquad \text{(Eqn. 5.18)}$$

Whereas the average heat transfer coefficient $\bar{h}_L$ over the entire length of the plate is given by

بينما يعطى متوسط معامل انتقال الحرارة ($\bar{h}_L$) على امتداد طول الصفيحة من

$$\overline{Nu} = 0.664\, Re_L^{1/2}\, Pr^{1/3} \qquad Pr \geq 0.6 \qquad \text{(Eqn. 5.22)}$$

Note that the above equations were developed theoretically in section 5.1.2.

For ***turbulent flow***, the ***local friction coefficient*** C_{fx} was determined experimentally [9] in the empirical form

وتجدر الاشارة الى أنه تم اشتقاق المعادلات اعلاه نظرياً في الفقرة 5.1.2.

وفيما يخص ***الجريان الاضطرابي***, فقد تم تحديد قيمة ***معامل الاحتكاك الموضعي*** (C_{fx}) مختبرياً بالصيغة التجريبية الآتية [9]

$$C_{fx} = 0.0592\, Re_x^{-1/5} \qquad 5 \times 10^5 \le Re_x \le 10^7 \qquad (5.34)$$

The local heat transfer coefficient for turbulent flow over the entire plate is determined by combining equation (5.24) with equation (5.32) to give

ويُحسب معامل انتقال الحرارة الموضعي للجريان الاضطرابي فوق سطح الصفيحة باكمله بدمج المعادلتين (5.34) و (5.32) لنحصل على

$$Nu_x = 0.0296\, Re_x^{4/5}\, Pr^{1/3} \qquad 0.6 \le Pr \le 60 \;,\; 5 \times 10^5 \le Re_L \le 10^7 \qquad (5.35)$$

$$(Nu_x = St\, Re_x\, Pr)$$

The friction factor C_f and average Nusselt number $\overline{Nu}$ may be obtained by substituting equation (5.35) into equations (5.8-a) and (5.20) respectively and integrating over the entire length of the plate,

كما نستطيع تقييم معامل الاحتكاك (C_f) ومتوسط رقم نسلت ($\overline{Nu}$) بتعويض المعادلة (5.35) في المعادلتين (5.8-a) و (5.20) على التوالي واجراء التكامل على امتداد طول الصفيحة,

$$C_f = 0.074\, Re_L^{-1/5} \qquad 5 \times 10^5 \le Re_L \le 10^7 \qquad (5.36)$$

$$\overline{Nu} = 0.037\, Re_L^{4/5}\, Pr^{1/3} \qquad 0.6 \le Pr \le 60 \;,\; 5 \times 10^5 \le Re_L \le 10^7 \qquad (5.37)$$

Equation (5.37) may be applied for isothermal or uniform heat flux cases for Re_L up to 3×10^7 [3]. In some cases, the fluid flow is laminar for a certain length and then followed by a turbulent flow regime on the same plate. Transition occurs at the ***critical distance*** x_{cr} where the critical value of Reynolds number is $Re_c = 5 \times 10^5$. The average heat transfer coefficient, for the ***combined flow*** on the entire length of the plate, is determined by integrating over two parts: the laminar region $0 \le x \le x_{cr}$, plus the turbulent region defied by $x_{cr} \le x \le L$, thus

يمكننا تطبيق المعادلة (5.37) لحالات ثبوت درجة الحرارة او حالات الفيض الحراري المنتظم لقيم رقم رينولدز تصل الى (3×10^7) [3]. وفي بعض الحالات يكون جريان المائع طباقياً فوق جزء من الصفيحة ثم يتحول الى جريان اضطرابي على بعد معين من الحافة, حيث يحصل التحول عند بلوغ ***المسافة الحرجة*** (x_{cr}) عندما تكون القيمة الحرجة لرقم رينولدز تساوي ($Re_c = 5 \times 10^5$). وتُحدد قيمة متوسط معامل انتقال الحرارة فوق الصفيح باكمله لهذ ***الجريان المشترك*** باجراء التكامل على مرحلتين: المنطقة التي يكون فيها الجريان طباقياً ($0 \le x \le x_{cr}$), زائداً المنطقة التي يكون فيها الجريان اضطرابياً ($x_{cr} \le x \le L$), اي ان

$$\bar{h}_L = \frac{1}{L}\left(\int_0^{x_{cr}} h_{laminar}\, dx + \int_{x_{cr}}^{L} h_{turbulent}\, dx\right) \qquad (5.38)$$

Substituting equations (5.18) and (5.355) into equation (5.38) and integrating, we obtain

وبتعويض المعادلتين (5.18) و(5.35) في المعادلة (5.38) واتمام التكامل نحصل على

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}\, L}{k} = (0.037\, Re_L^{4/5} - 871)\, Pr^{1/3} \qquad 0.6 \le Pr \le 60 \;,\; 5 \times 10^5 \le Re_L \le 10^7 \qquad (5.39)$$

Similarly the average friction factor is found to be,

وبنفس الطريقة يمكن ايجاد متوسط معامل الاحتكاك,

$$C_f = 0.074\, Re_L^{-1/5} - 1742\, Re_L^{-1} \quad 5 \times 10^5 \le Re_L \le 10^7 \qquad (5.40)$$

The value of the constants, in the two expressions above, depends on the value of the ***critical Reynolds number*** Re_c.

Once the average heat transfer coefficient for the combined flow is determined, the heat transfer from or to a plate can be evaluated by Newton's cooling law. The drag force F_D can also be calculated using equation (5.7).

تعتمد قيم الثوابت في المعادلات اعلاه على قيمة ***رقم رينولدز الحرج*** (Re_c)

وبعد تحديد متوسط معامل انتقال الحرارة للجريان المشترك, يُستخدم قانون نيوتن للتبريد لحساب مقدار انتقال الحرارة من او الى الصفيحة, كما يمكن تقدير قوة الجر باستخدام المعادلة (5.7).

Example 5.4

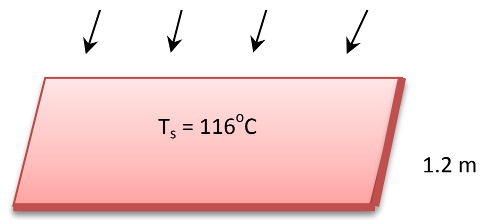
Air at 1 atm and 18°C flows over 1.2 m x 5 m plate with a velocity of 6 m/s. If the temperature of the plate 116°C, determine the rate of heat transfer from the plate when the air flows (a) parallel to the short side and (b) parallel to the long side.

المثال 5.4

يجري هواء ضغطه (1 atm) ودرجة حرارته (18°C) فوق صفيحة مساحتها (1.2 m x 5 m) بسرعة قدرها (6 m/s). فاذا كانت درجة حرارة الصفيحة (116°C), اوجد معدل انتقال الحرارة من الصفيحة عندما يجري الهواء (أ) موازياً لسطح الجانب القصير (ب) موازياً لسطح الجانب الطويل.

Solution الحل

Given: **المعلوم:**



Find:

(a) Rate of heat transfer from the short surface.
(b) Rate of heat transfer from the long surface.

المطلوب ايجاده:

(أ) معدل انتقال الحرارة من السطح القصير.
(ب) معدل انتقال الحرارة من السطح الطويل.

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Radiation effect negligible.
3. Critical Reynolds number = 5×10^5

الافتراضات:

1. ظروف حالة الاستقرار سائدة.
2. اهمال تأثير الاشعاع الحراري.
3. قيمة رقم رينولدز الحرجة = (5×10^5)

Analysis:

(a) Flow parallel to short side

التحليلات:

(أ) حالة الجريان الموازي لسطح الجانب القصير

Air properties at the film temperature T_f خواص الهواء عند درجة حرارة الفيلم

$T_f = (18 + 116)/2 = 67^oC = 340$ K

$\rho = 1.043$ kg/m^3 , $C_p = 1007$ J/kg.K , $k = 0.0290$ W/m.K, $\mu = 2.03 \times 10^{-5}$ Ns/m^2

$$Re_L = \frac{\rho\, L\, u_\infty}{\mu} = \frac{1.043 \times 1.2 \times 6}{2.03 \times 10^{-5}} = 3.699 \times 10^5$$

The Reynolds number is less than the critical value ($Re_c = 5 \times 10^5$), therefore the flow over the entire width of the plate is laminar. In this case, we apply equation (5.22) to determine the average Nusselt number.

بمـــا ان قيمـــة رقـــم رينولـــدز اقـــل مـــن القيمـــة الحرجـــة ($Re_c = 5 \times 10^5$), لذا يُعد الجريان فوق سطح الصفيحة باكملـه جريانـاً طباقيـاً, وفـي هـذه الحالـة نطبـق المعادلـة (5.22) لتقدير قيمة متوسط رقم نسلت.

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} = \frac{1007 \times 2.03 \times 10^{-5}}{0.0290} = 0.7049$$

$$\overline{Nu} = 0.664\ Re_L^{1/2}\ Pr^{1/3} \qquad Pr \geq 0.6 \qquad \text{(Eqn. 5.22)}$$

$$\overline{Nu} = 0.664 \times 36990^{1/2} \times 0.7049^{1/3} = 113.653$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}\ L}{k} \qquad \text{(Eqn. 5.23)}$$

$$113.653 = \frac{\bar{h} \times 1.2}{0.0290}$$

$$\bar{h} = 2.746\ W/m^2K$$

$$q = \bar{h}\ A\ (T_s - T_\infty) = 2.746 \times (5 \times 1.2)\ (116 - 18) = \underline{1614.648\ W}$$

(b) Flow parallel to the long side

(ب) حالة الجريان الموازي لسطح الجانب الطويل

$$Re_L = \frac{\rho\ L\ u_\infty}{\mu} = \frac{1.043 \times 5 \times 6}{2.03 \times 10^{-5}} = 1.541 \times 10^6$$

The Reynolds number is greater than the critical value 5×10^5 and less than 10^7, thus the flow over the entire length of the plate is combined laminar and turbulent. In this case, we apply equation (5.39) to estimate the average Nusselt number.

بمـــا ان قيمـــة رقـــم رينولـــدز اكبـــر مـــن القيمـــة الحرجـــة (5×10^5) واقل من (10^7), لذا فإن الجريان فوق سطح الصـــفيحة باكملـــه هـــو جريـــان مشـــترك, اي طبـــاقي واضطرابي, وفي هذه الحالة نطبق المعادلة (5.39) لتقدير قيمة متوسط رقم نسلت.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}\,L}{k} = (0.037\ Re_L^{4/5} - 871)\ Pr^{1/3} \qquad \text{(Eqn. 5.39)}$$

$$\overline{Nu} = (0.037 \times 1541000^{4/5} - 871)\ 0.7049^{1/3} = 2161.290$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}\,L}{k}$$

$$2161.290 = \frac{\bar{h} \times 5}{0.0290}$$

$$\bar{h} = 12.535\ W/m^2K$$

$$q = \bar{h}\ A\ (T_s - T_\infty) = 12.535 \times (5 \times 1.2)\ (116 - 18) = \underline{7370.580\ W}$$

Comments:

1. The heat transfer from the longer side is greater; this fact indicates that the direction of flow is significant.
2. If we consider the flow over the entire long surface to be turbulent, the heat transfer value will be different and the error may well be substantial.

الملاحظات:

1. كمية انتقال الحرارة من سطح الجانب الطويل اكبر من الجانب القصير, مما يشير الى اهمية اتجاه الجريان.
2. اذا اعتبرنا الجريان اضطرابياً فوق السطح الطويل باكمله, فسيتخذ انتقال الحرارة مقداراً مختلفاً وقد تكون نسبة الخطأ مرتفعة.

Exercise:

Assuming turbulent flow over the entire longer surface of the plate, what will be the error in the answer of example 5.4?

تمرين:

لنفترض أن الجريان فوق سطح الصفيحة الطويل هو جريان اضطرابي, فما هي نسبة الخطأ في جواب المثال 5.4؟

5.2.2 Flow across cylinders and Spheres

In the previous section we considered the ***external parallel flow*** over flat plates. In this section we study the ***external cross flow*** over cylindrical and spherical shapes. A good industrial example is the flow of air across the tubes of air-cooled heat exchangers.

5.2.2 الجريان عبر الاجسام الاسطوانية والكروية

تطرقنا في الفقرة السابقة الى ***الجريان الخارجي الموازي*** لاسطح الصفائح المستوية. وفي هذه الفقرة سندرس ***الجريان الخارجي المتقاطع*** العابر لاسطح الاشكال الاسطوانية والكروية. وان افضل مثال على ذلك في المجال الصناعي هو تدفق الهواء عبر انابيب المبادلات الحرارية التي تعتمد الهواء لتبريد الموائع الجارية فيها.

At a very low velocity, the fluid surrounds the cylinder completely, and a boundary layer is formed around the cylinder giving rise to ***laminar cross flow***. The flow regime is determined by the value of the Reynolds number for cross flow Re_D. This number is defined in terms of the ***characteristic length***, which is taken to be the external diameter of a cylinder or a sphere D, thus

عندما تكون سرعة الجريان منخفضة جداً, يحيط المائع الجسم الاسطواني باكمله مشكلاً طبقة متاخمة تؤدي الى توليد ***الجريان التقاطع الطباقي***. ويتحدد نمط الجريان حسب قيمة رقم رينولدز للجريان المتقاطع (Re_D) الذي يُعرّف بدلالة ***الطول المُمَيز***. وفي هذه الحالة, يُتخذ الطول المميز مساوياً الى القطر الخارجي (D) للجسم الاسطواني او الجسم الكروي, اي ان

$$Re_D = \frac{\rho\, D\, u_\infty}{\mu}$$

where u_∞ is the velocity of the fluid as it approaches the cylinder or sphere. The critical value of Reynolds number for cross flow is $Re_{cr} \approx 2 \times 10^5$. As Reynolds number increases to around 2-30, the separation of the boundary layer begins and two opposite rotating currents appear as shown in Figure 5.4. Further, the influence of the ***viscous drag force*** decreases due to the increase in velocity, whilst the influence of the ***form drag force***, caused by pressure, increases. For example, if Reynolds number approaches 90, the form drag force will be ¾ of the total drag force. However, as Reynolds number approaches the critical value, the onset of eddy currents increases, and when $Re_D > 2 \times 10^5$ the boundary layer changes to a ***turbulent boundary layer***.

حيث يمثل الرمز (u_∞) سرعة المائع عند اقترابه من الجسم الاسطواني او الجسم الكروي. تُعد قيمة رقم رينولدز الحرجة لهذا الجريان مساوية ($Re_{cr} \approx 2 \times 10^5$), وعندما تزداد الى ما بين 2 و 30 يبدأ انفصال الطبقة المتاخمة عن السطح فيظهر تياران متماثلان يدوران باتجاهين متعاكسين كما هومبين في الشكل 5.4. ونتيجة لزيادة السرعة, يتناقص تأثير ***قوة الجر اللزجة*** بينما يزداد تأثير ***قوة الجر الشكلية*** الناجمة عن الضغط فيستمر انفصال الطبقة المتاخمة. على سبيل المثال, يصبح مقدار قوة الجر الشكلية مساوياً ثلاثة أرباع قوة الجر الكلية عند بلوغ رقم رينولدز (90). ومع ذلك, حين يقترب رقم رينولدز من القيمة الحرجة, يزداد نشوء الدوامات في الطبقة المتاخمة, وعندما تبلغ قيمته ($Re_D > 2 \times 10^5$) تتحول الطبقة إلى ***طبقة متاخمة اضطرابية***.

Note that, for ***incompressible flow***, the sum of the kinetic energy and pressure energy will be constant all over the surface of the object. Consequently, the velocity will be zero at the ***stagnation point***, whilst the pressure will be at the maximum value. Further, the fluid reaches maximum velocity at the minimum pressure point.

لاحظ, اذا كان ***الجريان غير انضغاطي***, يصبح مجموع الطاقة الحركية وطاقة الضغط ثابتاً في جميع نقاط سطح الجسم, ولهذا تكون السرعة في ***نقطة الركود*** مساوية الصفر, بينما يكون الضغط فيها عند قيمته القصوى. كما يبلغ المائع سرعته القصوى عند قيمة الضغط الدنيا.

As the fluid crosses the surface, it starts to decelerate, the velocity at the surface

ومع عبور المائع سطح الجسم, يبدأ بالتباطؤ فتصبح سرعتة لدى السطح تساوي الصفر مما يؤدي الى

becomes equal to zero and back-flow causes separation of the boundary layer. At the ***separation point***, the boundary layer gets detached from the surface forming a wake behind the cylinder. Flow in this region is characterized by random vortex formation. For a laminar boundary layer, the separation occurs at $\theta \approx 80^o$ and for turbulent layer at $\theta \approx 140^o$. A good account of flow conditions in the wake of a cylinder is given in reference [10]

انفصال الطبقة المتاخمة عن السطح بسبب الجريان المعاكس. وعند ***نقطة الانفصال*** تنسلخ الطبقة المتاخمة مكونة منطقة تتميز بنشوء دوامات عشوائية خلف الجسم الاسطواني. يحصل الانفصال عندما تكون ($\theta \approx 80^o$) للجريان الطباقي, و ($\theta \approx 140^o$) للجريان الاضطرابي. يمكن الاطلاع على تفاصيل الجريان خلف الجسم الاسطواني في المصدر [10].

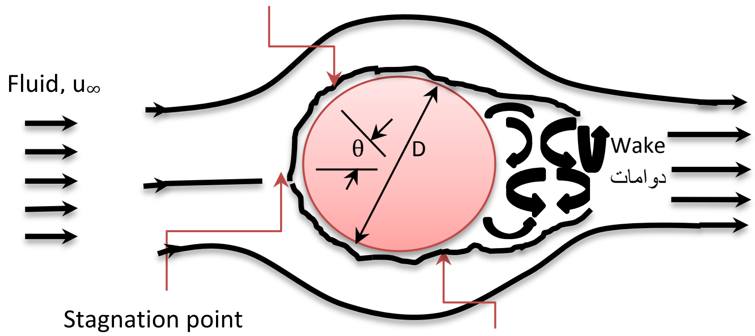


Figure 5.4 الشكل

Flow patterns across a cylinder نمط الجريان عبر الجسم الاسطواني الشكل

As mentioned, the drag force F_D acting on the cylinder consists of two components, one due to friction (viscous drag), and the other due to pressure difference between the front and the rear sides of the cylinder when a wake is formed in the rear (form drag).

وكما ذكرنا, فإن قوة الجر (F_D) المؤثرة في الجسم الاسطواني تتألف من مكونتين, احداهما ناتجة عن الاحتكاك (قوة الجر اللزجة), والاخرى ناتجة عن الفرق في الضغط بين الجانبين الامامي والخلفي للجسم عندما تنشأ الدوامات في المؤخرة (قوة الجرالشكلية).

For cross flow over a cylinder or a sphere, the drag force is related to the average drag coefficient C_D by

وللجريان المتقاطع, ترتبط قوة الجر بمتوسط معامل الجر(C_D) فوق سطح اسطواني او كروي وفقاً للمعادلة الآتية

$$F_D = C_D A_{front} (\rho u_\infty^2/2) \qquad (5.41)$$

where A_{front} is the frontal area of the object (normal to the direction of flow). It is L.D for a cylinder and ¼ π D^2 for a sphere.

حيث يمثل الرمز (A_{front}) المساحة الامامية للجسم (المساحة العمودية على اتجاه الجريان), وهي تساوي (L.D) للجسم الاسطواني و (¼ π D^2) للجسم الكروي.

Tabl 5.1 shows approximate values for the average drag coefficient based on the graph given by [9]

يبين الجدول 5.1 قيم لمتوسط معامل الجر, أعتمدت من الرسم البياني في المصدر [9].

Table 5.1 الجدول

Average Drag Coefficient [9] قيم متوسط معامل الجر

Re	C_D (cylinder)	C_D (Sphere)
10^{-1}	60	220
10	3	8
10^2	2	1
10^3	0.8	0.5
10^4	1.5	0.4
10^5	1.2	0.45
4×10^{-5}	0.3	0.08
10^6	0.35	0.12

5.2.3 Heat Transfer for Cylinders in Cross Flow

The heat transfer from a body subjected to cross flow by a fluid is obviously determined by Newton's law of cooling. Therefore, we first need to evaluate the heat transfer coefficient. However, the calculation of the local heat transfer coefficient for a cylinder in a cross flow is significantly influenced by the boundary layer formation around the surface. It is actually influenced by the variation of the Nusselt number with θ around the surface. Consider the laminar regime ($Re_D \le 10^5$), the Nusselt number is higher at the stagnation point and decreases with the thickening of the laminar boundary layer around the cylinder. The Nusselt number approaches its minimum value at the separation point $\theta \approx 80^o$. However, as separation progresses, Nu

5.2.3 انتقال الحرارة اثناء الجريان عبر الاجسام الاسطوانية

اصبح واضحاً بأن قانون نيوتن للتبريد هو الذي يحدد مقدار انتقال الحرارة من الجسم الى المائع الجاري عبر سطحه, لذا ينبغي اولاً تقييم معامل انتقال الحرارة لهذا الغرض. الا ان عملية حساب معامل انتقال الحرارة الموضعي لجسم اسطواني يتعرض لجريان متقاطع تتأثر بنشوء الطبقة المتاخمة حول سطحه, وفي واقع الحال انها تتأثر بالتغير الحاصل في قيمة رقم نسلت بسبب تغير الزاوية (θ) حول محيط سطح الجسم. ففي حالة الجريان الطباقي ($Re_D \le 10^5$), تكون قيمة رقم نسلت عالية في نقطة الركود ثم تتناقص نتيجة نمو سُمك الطبقة المتاخمة الطباقية حول الجسم الاسطواني, وتصل الى أدنى قيمة لها عند نقطة الانفصال ($\theta \approx 80^o$). ولكن مع تقدم عملية الانفصال, تزداد قيمة (Nu) نتيجة عملية الخلط

increases with θ in the wake due to mixing caused by eddies. For higher flow rates ($Re_D \gg 10^5$), a sharp increase in the value of the Nusselt number occurs on transition of the boundary layer to turbulent at $80^o < \theta < 100^o$. However, in this case the variation is characterized by two minima, one at the stagnation point and the other at the separation point ($\theta \approx 140^o$). Again, the Nusselt number is higher in the vortex formation region due to mixing. Remember that the separation of the boundary layer in ***laminar cross-flow*** occurs near the top ($\theta \approx 80^o$) of the periphery; while in turbulent flow, it is further closer to ($\theta \approx 140^o$).

في منطقة نشوء الدوامات. اما بالنسبة الى الجريان بمعدلات عالية ($Re_D \gg 10^5$), فستحصل زيادة حادة بقيمة رقم نسلت اثناء تحول الطبقة المتاخمة الى طبقة اضطرابية في المنطقة التي تقع ضمن الزاوية θ بين (80^o) و (100^o). وتتميزالتغيرات في هذه الحالة باتخاذ رقم نسلت القيمة الدنيا في كل من نقطة الركود ونقطة الانفصال ($\theta \approx 140^o$). وهنا ايضاً تكون قيمة رقم نسلت عالية في منطقة حدوث الدوامات التي تؤدي الى اختلاط اجزاء المائع. وكما ذكرنا فإن انفصال الطبقة المتاخمة خلال ***الجريان المتقاطع الطباقي*** يحصل قرب قمة محيط الجسم الاسطواني ($\theta \approx 80^o$), بينما يحدث انفصال الطبقة خلال الجريان الاضطرابي عند النقطة ($\theta \approx 140^o$).

Research based on the boundary layer analysis, produced an expression for the local Nusselt number at the stagnation point [11], which is accurate at low Reynolds number; it is in the form

استناداً الى تحليلات الطبقة المتاخمة توصل الباحثون الى معادلة تخص رقم نسلت الموقعي في نقطة الركود [11], حيث تنطبق بشكل دقيق عندما تكون قيمة رقم رينولدز منخفضة, وهي

$$Nu_D = 1.1\, Re_D^{1/2}\, Pr^{1/3} \qquad Pr \geq 0.6 \qquad (5.42)$$

Equation (5.42) is considered inappropriate for engineering calculations, because it is limited to values of the local heat transfer coefficient at certain points. The average Nusselt number $\overline{Nu}_D$ is more suitable to evaluate the average heat transfer coefficient over the entire surface. Therefore, empirical correlations are required for this task.

تعتبر المعادلة (5.42) غيرمناسبة للحسابات الهندسية لانها تقتصرعلى ايجاد قيم رقم نسلت الموقعي في نقاط معينة. لذا يُعد متوسط رقم نسلت ($\overline{Nu}_D$) اكثر ملائمة لتقدير متوسط معامل انتقال الحرارة فوق السطح باكمله, الا ان هذه المهمة تتطلب استخدام علاقات تجريبية لحساب قيمته.

Several relations are available in literature, and Hilpert [12] suggested an imperical relation for cross flow the form

يتوفر في المصادر العديد من العلاقات التجريبية, وقد اقترح الباحث هيلبرت [12] معادلة تجريبية تخص الجريان المتقاطع بالصيغة الآتية

$$\overline{Nu}_D = C\, Re_D^{m}\, Pr^{1/3} \qquad Pr \geq 0.7 \qquad (5.43)$$

The values of the constants are listed in table 5.2 for a circular cylinder and in table 5.3 for noncircular cylinders. To apply the above equation, the fluid properties are to be evaluated at the film temperature.

تم تدوين قيم الثوابت للاجسام الاسطوانية دائرية المقطع في الجدول 5.2, بينما يحتوي الجدول 5.3 قيماً للاجسام الاسطوانية غير الدائرية. ولتطبيق المعادلة اعلاه ينبغي تقييم خواص المائع عند درجة حرارة الفيلم.

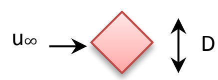
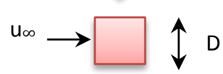
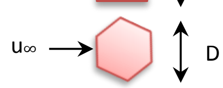
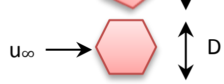
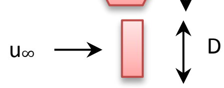
Table 5.2 الجدول

Values of constants for circular cylinders [12, 13]
قيم الثوابت للالجسام الاسطوانية دائرية المقطع

Re_D	C	m
0.4-4	0.989	0.330
4-40	0.911	0.385
40-4000	0.683	0.466
4000-40000	0.193	0.618
40000-400000	0.027	0.805

Table 5.3 الجدول

Values of constants for noncircular cylinders [14] in cross flow of a gas
قيم الثوابت للاجسام الاسطوانية غير الدائرية التي تتعرض لجريان غاز متقاطع

Shape	Re_D	C	m
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.246	0.588
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.102	0.675
	$5 \times 10^3 - 1.95 \times 10^4$	0.160	0.638
	$1.95 \times 10^4 - 10^5$	0.0385	0.782
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.153	0.638
	$4 \times 10^3 - 1.5 \times 10^4$	0.228	0.731

A single comprehensive correlation for flow across cylinders was proposed by ***Churchil and Bernstein*** [15]

وقد وضع الباحثان ***تشيرتشل وبرنستاين*** [15] معادلة شاملة للجريان عبر الاجسام الاسطوانية, هي

$$\overline{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62\, Re_D^{1/2}\, Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282{,}000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \qquad (5.44)$$

For $Re_D \leq 4000$, the term in the square bracket approaches 1 and the correlation may be reduced to

وفي حالـة تدني قيم رقم رينولـدز الـى ($Re_D \leq 4000$), تقتـرب قيمـة المقـدار بـين القوسـيين المـربعيين الـى الواحـد فتُختزل المعادلة الى

$$\overline{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62\, Re_D^{1/2}\, Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \qquad (5.45)$$

Example 5.5

المثال 5.5

Winds blow across a hot water pipe whose diameter is 12-cm at a velocity of 6 m/s. If the outer wall temperature of the pipe is 82°C and the air temperature is 10°C, determine the rate of heat loss from 20-m of the pipe length.

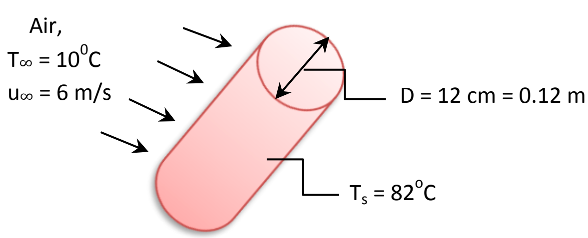
تعصف الريح بسرعة قدرها (6 m/s) عبر سطح انبوب قطره (12-cm) ينقل ماء ساخناً. فاذا كانت درجة حرارة جدار الانبـوب الخـارجي تسـاوي (82°C) ودرجـة حـرارة الهواء (10°C), احسب معدل فقدان الحرارة من (20-m) من طول الانبوب.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



Find:

المطلوب ايجاده:

The rate of het loss from 20-m of the pipe length

حساب معدل فقدان الحرارة من (20-m) من طول الانبوب

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Uniform pipe wall temperature.
3. Negligible radiation effect.

الافتراضات:

1. ظروف حالة الاستقرار تحيط الانبوب.
2. درجة حرارة جدار الانبوب منتظمة.
3. تائير الاشعاع مهمل.

Analysis:

التحليلات:

The film temperature T_f is

درجة حرارة الفيلم (T_f) هي

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \qquad \text{(Eqn.5.25)}$$

$$T_f = \frac{82 + 10}{2} = 47^oC$$

The properties of air at the film temperature (47°C = 320 K)

خواص الهواء عند درجة حرارة الفيلم (47°C = 320 K)

ρ = 1.110 kg/m^3 , C_p = 1006 J/kg.K , k = 0.0275 W/m.K , μ = 1.94 x 10^{-5} Ns/m^2

The values of the Prandtl and Reynolds numbers will be

قيم رقم برانتل ورقم رينولدز هي

$$Pr = \frac{C_p \,.\, \mu}{k} = \frac{1006 \text{ x } 1.94 \text{ x } 10^{-5}}{0.0275} = 0.7096$$

$$Re_D = \frac{\rho \,.\, D \,.\, u_\infty}{\mu} = \frac{1.110 \text{ x } 0.12 \text{ x } 6}{1.94 \text{ x } 10^{-5}} = 41{,}195.876$$

The Nusselt number can therefore be determined from equation (5.44),

نحصل على قيمة رقم نسلت من المعادلة (5.44),

$$\overline{Nu}_D = \overline{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62\, Re_D^{1/2}\, pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \qquad \text{(Eqn. 5.44)}$$

$$\overline{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62 \text{ x } 41195.876^{1/2} \text{x } 0.7096^{1/3}}{[1 + (0.4/0.7096)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{41195.876}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

$$\overline{Nu}_D = 121.919$$

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}\ D}{k} \qquad \text{(Eqn. 5.19 applied to cross flow)}$$

$$121.919 = \frac{\bar{h} \text{ x } 0.12}{0.0275}$$

$$\bar{h} = 27.939 \text{ W/m}^2\text{K}$$

We can now calculate the rate of heat loss from Newton's law of cooling,

الآن نستطيع حساب معدل فقدان الحرارة باستخدام قانون نيوتن للتبريد,

$$q = \bar{h} A (T_s - T_\infty)$$

$$A = \pi DL = \pi \times 0.12 \times 20 = 7.539 \ m^2$$

$$q = 27.939 \times 7.539 (82 - 10) = 15165.512 \ W$$

$$q = \underline{15.165 \ kW}$$

Comments:

الملاحظات:

If any other empirical equation is applied to solve this example, the results are likely to be slightly different. The error depends on the accuracy of the experimental measurements.

لوتم تطبيق اي معادلة تجريبية اخرى لحل هذا المثال فمن المرجح ان تكون النتيجة مختلفة, حيث تعتمد نسبة الخطأ في الجواب على دقة القياسات المختبرية.

5.2.4 Heat Transfer in Flow over Spheres

5.2.4 انتقال الحرارة اثناء الجريان عبر الاجسام الكروية

When a fluid flows over a spherical body, the boundary layer formation follows a similar pattern to that of a cylinder. The drag coefficient may be determined by ***Stokes' law*** which gives

عندما يجري المائع على سطح جسم كروي, فإن تشكيل الطبقة المتاخمة يتبع نمطاً مماثلاً لنمط نشوء الطبقة فوق الجسم الاسطواني. ويمكن في هذه الحالة تحديد قيمة معامل الجر بتطبيق ***قانون ستوكس*** بالصيغة الآتية

$$C_D = 24/Re_D \qquad Re_D \leq 0.5 \qquad (5.46)$$

To estimate of the heat transfer coefficient, ***Whitaker*** **[16]** proposed an empirical correlation to determine the Nusselt number for flow over a sphere in the form

ولتقدير قيمة معامل انتقال الحرارة, اقترح الباحث ***ويتيكر*** [16] معادلة تجريبية لحساب رقم نسلت اثناء الجريان عبر الاجسام الكروية بالصيغة

$$\overline{Nu}_D = 2 + (0.4 \ Re_D^{1/2} + 0.06 \ Re_D^{2/3}) \ Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_s}\right)^{1/4} \qquad (5.47)$$

Valid for $3.5 \leq Re_D \leq 80{,}000 \qquad 0.7 \leq Pr \leq 380$

where $\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h} \ D}{k}$, μ_∞ is the viscosity at the fluid temperature T_∞ and μ_s is the viscosity at the surface temperature T_s. The properties

حيث ان ($\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h} \ D}{k}$), ويمثل الرمز (μ_∞) لزوجة المائع عند درجة حرارته (T_∞) و يمثل (μ_s) لزوجة المائع عند درجة حرارة السطح (T_s). ويتم تقدير خواص المائع

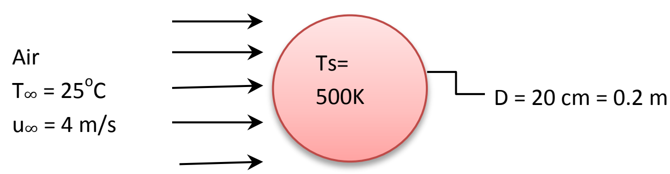
are evaluated at the free stream fluid temperature T_∞, except μ_s which is estimated at the surface temperature T_s.

Example 5.6

A 20-cm-diameter metal sphere is heated in an oven to 500 K. The sphere is then removed from the oven and cooled by a stream of air at 25°C and 1 atm. If the velocity of air is 4 m/s, calculate the rate of cooling.

Solution

Given:



Find:

The rate of cooling the sphere

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Uniform sphere surface temperature.
3. Negligible radiation effect.

Analysis:

Properties of air at $T_\infty = 25^oC$ or 298K

$\rho = 1.186\ kg/m^3$ $C_p = 1005\ J/kg.K$ $k = 0.0259\ W/m.K$ $\mu_\infty = 1.84 \times 10^{-5}\ Ns/m^2$ $\mu_s = 2.68 \times 10^{-5}\ Ns/m^2$

عند درجة حرارة المائع الجاري (T_∞) بإستثناء (μ_s) التي تُقدر عند درجة حرارة السطح (T_s).

المثال 5.6

تُسخن كرة معدنية قطرها (20-cm) في فرن الى درجة حرارة مقدارها (500 K), ثم تُبرد خارج الفرن بواسطة تيارمن الهواء درجة حرارته (25°C) وضغطه (1 atm). فاذا كانت سرعة تيار الهواء (4 m/s), احسب معدل تبريد الجسم.

الحل

المعلوم:

المطلوب ايجاده:

معدل تبريد الكرة

الافتراضات:

1. ظروف حالة الاستقرار تحيط الكرة.
2. درجة حرارة سطح الكرة منتظمة.
3. تاثير الاشعاع مهمل.

التحليلات:

خواص الهواء عند ($T_\infty = 298K$)

We compute the values of the Prandtl number and Reynolds number as follows

نحسب قيمة كل من رقم برانتل ورقم رينولدز كما يلي

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} = \frac{1005 \text{ x } 1.84 \text{ x } 10^{-5}}{0.0259} = 0.7139$$

$$Re_D = \frac{\rho \cdot D \cdot u_\infty}{\mu} = \frac{1.186 \text{ x } 0.2 \text{ x } 4}{1.84 \text{ x } 10^{-5}} = 51565.217$$

The values of Pr and Re_D are within the range of the applicability of equation (5.47), thus

بما ان قيمتا الرقمين (Pr) و (Re_D) تقع ضمن حدود شروط تطبيق المعادلة (5.47), اذن

$$\overline{Nu}_D = 2 + [0.4\, Re_D^{1/2} + 0.06\, Re_D^{2/3}]\, Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_s}\right)^{1/4} \qquad \text{(Eqn. 5.47)}$$

$$\overline{Nu}_D = 2 + [0.4 \text{ x } 51565.217^{1/2} + 0.06 \text{ x } 51565.217^{2/3}] \text{ x } 0.7139^{0.4}\left(\frac{1.84 \text{ x } 10^{-5}}{2.68 \text{ x } 10^{-5}}\right)^{1/4}$$

$$\overline{Nu}_D = 140.362$$

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}\ D}{k}$$

$$140.362 = \frac{\bar{h} \text{ x } 0.2}{0.0259}$$

$$\bar{h} = 1\ 8.176 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$q = \bar{h}\, A\, (T_s - T_\infty)$$

Surface area of a sphere, $A = \pi D^2$

$A = \pi \text{ x } 0.2^2 = 0.1255 \text{ m}^2$

q = 18.176 x 0.1255 x [500 – (25 + 273)] = 460.779 W

Comments:

الملاحظات:

If the cooling time of the ball to a lower temperature is required, the lumped capacity method or the Heisler charts may be applied. In this case the cooling process is assumed to be ***transient***, therefore it is time dependent.

اذا كـان المطلـوب معرفـة الـزمن الـلازم لتبريـد الكـرة الـى درجـة حـرارة منخفضـة, فـيمكن اسـتخدام طريقـة السـعة الشاملة او مخططات هيزلر لهذا الغرض. يُفترض في هذه الحـالـة ان عمليـة التبريـد هـي ***عمليـة عـابرة***, اي انهـا تعتمـد على الزمن.

Exercise:

15-cm carbon steel ball is cooled from 350^{0}C by a stream of atmospheric air at 25^{o}C having a velocity of 6 m/s. Determine the time required to cool the ball to 100^{0}C.

تمرين:

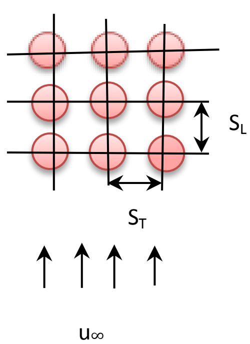
جسم كروي مصنوع من مادة الصلب الكاربوني قطره (15-cm) ودرجة حرارته (350^{o}C). فاذا بُرد الجسم بواسطة تيار من هواء الجو سرعته (6 m/s) الى درجة الحرارة (25^{o}C), اوجد الزمن اللازم لتبريد الجسم الى (100^{o}C).

5.2.5 Heat Transfer in Flow across Bundles of Tubes

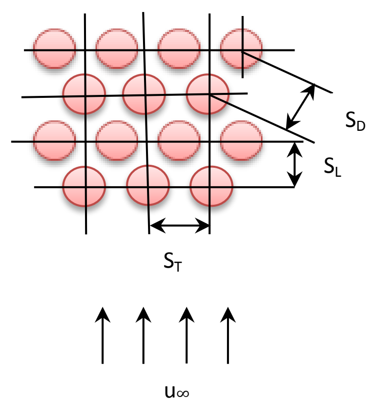
Tube-bundles or tube-banks are commonly used in industry, particularly in shell and tube heat exchangers and ***steam boilers***. A typical heat exchanger consists of a tube bundle fitted inside a shell. Normally, one fluid runs inside the tubes and the other runs in the shell side crossing the bundle of tubes at different locations. The rows of tubes may be arranged ***in-line*** or ***staggered*** as shown in Fig 5.5. The arrangement is characterized by the tube diameter D, the ***transverse pitch*** S_T and the ***longitudinal pitch*** S_L between the tubes.

5.2.5 انتقال الحرارة اثناء الجريان عبر حزم الانابيب

تستخدم مجموعات او ***حزم الانابيب*** كثيراً في المصانع, خاصة في تركيب المبادلات الحرارية ***والمراجل البخارية***. ويتالف المبادل الحراري النموذجي من حزمة انابيب مثبتة داخل غلاف اسطواني الشكل. ويجري عادة احد الموائع في انابيب الحزمة بينما يتدفق الآخر في الغلاف عابراً الحزمة في عدة نقاط. ويمكن ترتيب صفوف الانابيب ***كترتيب منتظم*** على خط مستقيم او ***كترتيب متخالف*** كما هو موضح في الشكل 5.5. ويتحدد نوع الترتيب بقيمة كل من قطر الانبوب (D) و ***المسافة العرضية*** (S_T) ***والمسافة الطولية*** (S_L) بين الانابيب.



(a) In-line arrangement
انابيب منتظمة الترتيب



(b) Staggered rows of tubes
صفوف انابيب متخالفة الترتيب

Figure 5.5 الشكل

Arrangement of tubes in a bundle ترتيب الانابيب في الحزمة

Convection is influenced greatly by the turbulence due to vortex interactions between the tubes. Consequently, the average heat transfer coefficient for flow across tube bundles is determined from empirical equations. These relationships are developed for different flow conditions and may be sited in relevant sources. ***Zukauskas*** [17] has proposed a correlation that takes into account wide ranges of Reynolds numbers and property variations. The equation is in the form

يتأثر الحمل الحراري كثيراً بفعل الدوامات بين الانابيب, لذا يتم تقييم متوسط معامل الحرارة للجريان عبر حزمة من الانابيب باستخدام المعادلات التجريبية. وقد وضِعت هذه العلاقات لظروف جريان مختلفة وهي متوفرة في المصادر ذات الصلة. وفي هذا السياق, توصل الباحث ***زوكوسكاس*** [17] الى معادلة تجريبية تأخذ بعين الاعتبار التباين الواسع في قيم رقم رينولدز وكذلك التغيرات التي قد تحدث في خواص المائع, وهي

$$\overline{Nu}_D = C\,(Re_{D,max})^n\, Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \qquad (5.48)$$

Valid for 20 rows or more and: *يصح تطبيق المادلة على 20 صف من الانابيب او أكثر وعلى ان:*

$$0.7 \le Pr \le 500 \quad , \quad 1000 \le Re_{D,max} \le 2 \times 10^6$$

Properties are evaluated at the fluid temperature T_∞ accept Pr_s at the surface temperature T_s. The value of the maximum Reynolds number $Re_{D,max}$ is based on the maximum velocity $u_{\infty,max}$, which is for the inline-arrangement,

وهنا يتم تحديد خواص المائع عند درجة حرارة المائع (T_∞), ماعدا (Pr_s) الذي تُقدر قيمته عند درجة حرارة السطح (T_s). وتٌقدر قيمة رقم رينولدز القصوى ($Re_{D,max}$) استناداً الى السرعة القصوى ($u_{\infty,max}$) التي تُحسب للانابيب المرتبة بانتظام من المعادلة الآتية

$$u_{\infty,max} = \frac{S_T}{S_T - D}\, u_\infty \qquad (5.49)$$

For the staggered arrangement, the fluid ***maximum flow velocity*** may occur if the area through $S_T - D$ at the entrance to the tube bank is the minimum flow area. Hence, we can apply equation (5.49) as well. However, it is different for closer spacing in the parallel direction. In this case, the fluid enters the tube bank through the $S_T - D$ area, and then splits into two diagonal areas through $S_D - D$. That may occur when the rows are spaced such that [$2\,(S_D - D) < S_T - D$]. The factor of 2 is due to the fact that maximum velocity $u_{\infty,max}$ occurs at the minimum area when

وفيما يخص حزمة الانابيب متخالفة الترتيب, فقد تحصل ***سرعة الجريان القصوى*** للمائع عندما تكون المساحة في مدخل الحزمة الممثلة بالمسافة ($S_T - D$) هي اصغر مساحة متاحة للجريان, لذا نستطيع تطبيق المعادلة (5.49) ايضاً. لكن الامر يختلف عندما تكون المسافات بين الانابيب باتجاه الجريان متقاربة, ففي هذه الحالة يدخل المائع الحزمة خلال المساحة الامامية الممثلة بالمسافة ($S_T - D$) ثم يتفرع ليدخل المساحتين باتجاه القطر خلال المسافة ($S_D - D$). ويمكن ان يحصل ذلك اذا كان مقدار التباعد بين صفوف الانابيب يتوافق مع [$2\,(S_D - D) < S_T - D$]. يعود سبب وجود الرقم 2 الى حقيقة ان السرعة القصوى ($u_{\infty,max}$) تحدث في المساحة الدنيا عندما يكون

$$S_D = [S_L^2 + (S_T/2)^2]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2} \quad (5.50)$$

In this case $u_{\infty,max}$ the obtained from

وفي هذه الحالة نحصل على ($u_{\infty,max}$) من

$$u_{\infty,max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} u_\infty \quad (5.51)$$

Equation (5.48) can lso be applied to flow across bundles with number of rows $N_L < 20$ by using a ***correction factor*** C_{corr} defined as

ويمكننا ايضاً تطبيق المعادلة (5.48) على حزم الانابيب التي يكون عدد صفوفها اقل من عشرين ($N_L < 20$) باستخدام ***عامل التصحيح*** (C_{corr}) المُعرّف كالآتي

$$C_{corr} = \frac{\overline{Nu}_D \; for \; N_L < 20}{\overline{Nu}_D \; for \; N_L \geq 20} \quad (5.52)$$

where N_L is the number of rows in the flow direction.
The constants C and n of equation (5.48) are given in table 5.4 and C_{corr} in table 5.5 [17].

حيث ان (N_L) هو عدد الصفوف المحسوبة باتجاه الجريان.

يبين الجدول (5.4) قيم الثوابت (C) و (n) للمعادلة (5.48), ويتضمن الجدول (5.5) قيم (C_{corr}) [17].

Table 5.4 الجدول

Constants for equation (5.48) قيم ثوابت للمعادلة

Tube Arrangement	$Re_{D,max}$	C	n
In-line	$10\text{-}10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10\text{-}10^2$	0.90	0.40
In-line	$10^2\text{-}10^3$	Treat as	single tubes
Staggered	$10^2\text{-}10^3$	Treat as	single tubes
In-line ($S_T/S_L > 0.7$)[a]	10^3 - 2 x 10^5	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	10^3-2 x10^5	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	10^3-2 x10^5	0.40	0.60
In-line	2 x 10^5- 2 x10^6	0.021	0.84
Staggered	2 x 10^5- 2 x10^6	0.022	0.84

Table 5.5 الجدول

Correction factor C_{corr} for equation 5.48) معامل التصحيح للمعادلة

N_r	1	2	3	4	5	7	10	13	16
In-line	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Example 5.7

المثال 5.7

Air, at 1 atm and 300 K, flows across a bundle of tubes having 7 rows in the flow direction. The velocity of air is 6.5 m/s measured at a point in the flow before the air enters the tube bundle. The surfaces of the tubes are maintained at 350 K. Consider staggered arrangement of the tubes for which the tube outer diameter is 1.8-cm, the longitudinal pitch is 3.4-cm and the transverse pitch is 3.1-cm. Calculate the convection heat transfer for the tube bundle.

يجري تيار من الهواء درجة حرارته (300 K) وضغطه (1 atm) عبر حزمة انابيب لها (7) صفوف محسوبة باتجاه الجريان. وكانت سرعة جريان الهواء تساوي (6.5 m/s) التي تم قياسها في نقطة قبل دخوله حزمة الانابيب, كما ابقيت درجة حرارة اسطح الانابيب ثابتة عند (350 K). فلو اعتبرنا الحزمة من نوع الانابيب متاخلفة الترتيب, وكان القطر الخارجي لكل انبوب يساوي (1.8-cm), وان المسافة الطولية بين الانابيب هي (3.4-cm), والمسافة العرضية (cm-3.1), احسب معامل انتقال الحرارة بالحمل الحراري لهذه الحزمة.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$D = 1.8$ cm, $S_L = 3.4$ cm, $S_T = 3.1$ cm, $N_L = 7$

$T_\infty = 300$ K, $T_s = 350$ K, $u_\infty = 6.5$ m/s

Number of tubes/row = 14

Find:

المطلوب ايجاده:

The convection heat transfer coefficient

معامل انتقال الحرارة بالحمل الحراري

Assumptions:

الافتراضات:

1. Steady state conditions.
2. Negligible radiation effects.
3. Air properties are at the fluid inlet temperature.

1. ظروف حالة الاستقرار سائدة.
2. تأثير الاشعاع مهمل.
3. تقاس خواص الهواء عند درجة حرارة المائع في مدخل حزمة الانابيب.

Analysis:

التحليلات:

Properties of air,

خواص الهواء,

At 300 K,
$\rho = 1.177$ kg/m^3, $C_p = 1005$ J/kg.K, $k = 0.0261$, $\mu = 1.85 \times 10^{-5}$ Ns/m^2
At 350 K,
$\rho = 1.1009$ kg/m^3, $C_p = 1008$ J/kg.K, $k = 0.0297$, $\mu = 2.08 \times 10^{-5}$ Ns/m^2

We use equation (5.48) to find the Nusselt number,

نستخدم المعادلة (5.48) لايجاد قيمة رقم نسلت,

$$\overline{Nu}_D = C\,(Re_{D,max})^n\, Pr^{0.36}\,(\frac{Pr}{Pr_s})^{1/4} \qquad \text{(Eqn. 5.48)}$$

For staggered pipes we first check for the minimum area using equation (5.50),

ينبغي اولاً تدقيق المساحة الدنيا المتاحة للجريان في الانابيب المتخالفة باستخدام المعادلة (5.50),

$$S_D = [S_L^2 + (S_T/2)^2]^{1/2} < \frac{S_T+D}{2} \qquad \text{(Eqn 5.50)}$$

$$S_D = [3.4^2 + (3.1/2)^2]^{1/2} = 3.736 \text{ cm}$$

$$\frac{S_T+D}{2} = \frac{3.1+1.8}{2} = 2.45 \text{ cm}$$

The value of S_D is greater than $(\frac{S_T+D}{2})$, thus minimum area is the one at the transverse plane which is characterized by S_T - D. Hence we can use equation (5.49) to evaluate the maximum velocity,

بما ان قيمة (S_D) اكبر من قيمة $(\frac{S_T+D}{2})$, لذا فإن المساحة الدنيا هي المساحة عند المستوي العرضي التي تمثلها المسافة (S_T - D), ولذلك نستطيع استخدام المعادلة (5.49) لتقييم السرعة القصوى,

$$u_{\infty,max} = \frac{S_T}{S_T-D}\, u_\infty \qquad \text{(Eqn. 5.49)}$$

$$u_{\infty,max} = \frac{3.1}{3.1-1.8}\; 6.5 = 15.5 \text{ m/s}$$

$$Re_{D,max} = \frac{u_{\infty,max}\,\rho\, D}{\mu} = \frac{15.5 \times 1.177 \times 0.018}{1.85 \times 10^{-5}} = 17750.432$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} = \frac{1005 \times 1.85 \times 10^{-5}}{0.0261} = 0.712$$

$$Pr_s = \frac{1008 \times 2.08 \times 10^{-5}}{0.0297} = 0.705$$

$S_T/S_L = 3.1/3.4 = 0.911 \quad (0.7 < S_T/S_L < 2)$

We read the constants from tables (5.4, 5.5) نستخرج الثوابت من الجداول

$C = 0.35(S_T/S_L)^{1/5} = 0.35 \times 0.911^{1/5} = 0.343$

$n = 0.60 ,\quad C_{cor} = 0.95$

For $N_L < 20$

$$\overline{Nu}_D = C_{corr}\, C\, (Re_{D,max})^n\, Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4}$$

$$\overline{Nu}_D = 0.95 \times 0.343 \times 17750.432^{0.6} \times 0.712^{0.36} \times \left(\frac{0.712}{0.705}\right)^{1/4} = 102.449$$

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}\ D}{k}$$

$$102.449 = \frac{\bar{h} \times 0.018}{0.0261}$$

$$\bar{h} = \underline{148.551\ W/m^2K}$$

Comments:

1. If the temperature of the air at the outlet is known or can be calculated, the properties may well be estimated at the average temperature of the in and out streams
2. If the rate of heat transfer is required, Newton's law of cooling may be applied using a ***log mean temperature difference*** (LMTD) inst -ead of T_s - T_∞. LMTD will be defined in the upcoming sections. Also the total number of tubes will be required to determine the total surface area available for heat transfer

الملاحظات:

1. اذا كانت درجة حرارة الهواء الخارج معلومة او يمكن حسابها, فيمكننا في هذه الحالة تقدير خواص المائع عند متوسط درجة الحرارة لتدفق الهواء الخارج والداخل لحزمة الانابيب.
2. اذا كان المراد حساب معدل انتقال الحرارة فيمكن تطبيق قانون نيوتن للتبريد باستخدام ***المتوسط اللوغارثمي لدرجة الحرارة*** (LMTD) بدلاً من (T_s - T_∞), وسنتطرق الى تعريف (LMTD) في الفقرات القادمة. ويستوجب ايضاً معرفة العدد الكلي لانابيب الحزمة لتقدير المساحة السطحية المتاحة لانتقال الحرارة.

5.3 Flow in Tubes and Convection

Tubes and ducts are used to transport fluids in industry. Some tubes carry hot fluids others may be used for a cryogenic service. The evaluation of heat exchanges between

5.3 الجريان في الانابيب والحمل الحراري

تُستخدم الانابيب والقنوات لنقل الموائع بين وحدات المصانع. وتجري الموائع الساخنة في بعض الانابيب, بينما قد تجري سوائل فائقة البرودة في البعض الاخر. ويُعد تقييم التبادل الحراري بين جدار الانبوب والمائع الجاري

the pipe wall and the fluid is essential for the design of thermal insulation. Further, the design of heat exchangers and boilers is typically based on calculations that require values of the heat transfer coefficient inside tubes. In fact, forced convection is the dominant heat transfer mode inside tubes and channels.

أمر ضروري لتصميم العزل الحراري لحماية الانابيب. اضافة الى ذلك, فإن تصميم المبادلات الحرارية والمراجل البخارية يستند الى حسابات تتطلب معرفة قيم لمعامل انتقال الحرارة داخل الانابيب. وفي واقع الحال, فإن الحمل الحراري القسري هو النوع السائد لانتقال الحرارة داخل الانابيب والقنوات.

Convection heat transfer is largely influenced by the nature of flow. Thus, we need to look into laminar and turbulent analysis separately. In previous sections, we looked at the hydrodynamic and thermal boundary layers for external flow. We also indicated how friction is related to heat transfer. In what follows, we consider a similar analysis for ***internal flow***, which is the flow of gases or liquids inside tubes. In this case, the velocity boundary layer develops in a region adjacent to the wall and grows in the flow direction. We also discuss the thermal boundary layer effects, and conduct energy balance in the flow direction. Finally, we present a number of empirical equations to predict the heat transfer coefficient; some of these relations are based on the ***Reynolds analogy***.

يتأثر انتقال الحرارة بالحمل الحراري في الانابيب كثيراً بطبيعة الجريان, لذا يجب ان نتطرق الى تحليلات الجريان الطباقي والجريان الاضطرابي كل على انفراد. وكنا قد وضحنا في سياق الفقرات السابقة نشوء الطبقة المتاخمة الهيدروليكية (طبقة السرعة المتاخمة) والطبقة الحرارية اثناء الجريان الخارجي, كما بينا العلاقة بين الاحتكاك وانتقال الحرارة. وفي ما يلي, سنتناول تحليلات مماثلة تخص ***الجريان الداخلي***, اي جريان الغازات والسوائل داخل الانابيب. وفي هذه الحالة تنشأ طبقة السرعة المتاخمة بمحاذاة جدار الانبوب وتنمو على امتداد طول الانبوب باتجاه الجريان. وسنبحث ايضاً تأثيرات الطبقة المتاخمة الحرارية وكذلك اجراء الموازنة الحرارية لجريان المائع في الانبوب. اخيراً, نطرح عدداً من المعادلات التجريبية لحساب معامل انتقال الحرارة التي يستند بعضها الى ***نظرية رينولدز للمقارنة***.

5.3.1 Boundary layer Formation in Tubes

5.3.1 تشكيل الطبقة المتاخمة في الانابيب

For laminar flow, the fluid enters the tube with a ***uniform velocity***. As soon as the fluid makes contact with the wall, a boundary layer starts to develop. After that, the thickness of the layer increases in the flow direction. The layer continues to grow until it reaches the center and fills the entire tube. At this point, the flow is considered to be ***fully developed***, and the velocity distribution takes the shape of a ***parabola***.

في حالة الجريان الطباقي, يدخل المائع الانبوب ***بسرعة منتظمة***, وبمجرد ملامسة المائع جدار الانبوب تبدأ الطبقة المتاخمة بالنشوء. ثم يزداد سمك الطبقة على امتداد طول الانبوب باتجاه الجريان ويستمر نموها لحين بلوغها المركز فتملأ مقطع الانبوب باكمله. ويُعد الجريان في هذه النقطة جرياناً متكاملاً يسمى ***الجريان تام التكوين***, حيث يتخذ توزيع السرعة شكل ***منحنى القطع المكافيء***.

The length of the entrance region, which is the distance from the entrance to the point of achieving the fully developed flow, is called the ***hydrodynamic entry length*** L_h. Note that the velocity distribution of the turbulent boundary layer is slightly different due to eddies, as shown in Figure 5.6.

يسمى الطول الذي يعنى بمنطقة دخول المائع ***طول المدخل الهيدروليكي*** (L_h), وهو المسافة بين مدخل الانبوب ونقطة تكامل الجريان. وتجدر الاشارة هنا الى ان شكل منحنى توزيع السرعة للجريان الاضطرابي يختلف قليلاً عن منحنى توزيع الجريان الطباقي بسبب حدوث الدوامات, كما هو مبين في الشكل 5.6.

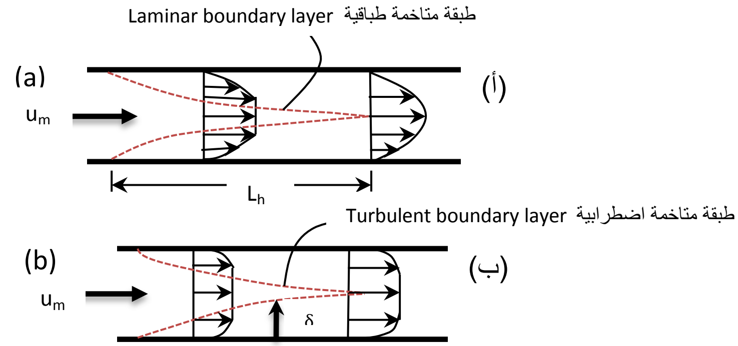


Figure 5.6 الشكل

Boundary layer development in a tube نشوء الطبقة المتاخمة في الانبوب

(a) Laminar flow (أ) الجريان الطباقي

(b) Turbulent flow (ب) الجريان الاضطرابي

The type of fluid flow inside a tube is determined by the value of the Reynolds number which is defined as

يتحدد نمط جريان الموائع في الانبوب وفقاً لقيمة رقم رينولدز الذي يتخذ الصيغة

$$Re_D = \frac{u_m \rho D}{\mu} \qquad (5.53)$$

where u_m is the ***mean fluid velocity***, ρ and μ are the density and viscosity of the fluid and D is the inner diameter of the tube. The mean velocity definition can be based on the conservation of mass principle. That is, the ***mass flow rate*** of the fluid $\dot{m}$ in kg/s remains unchanged along the length of the tube. The flow rate is expressed as

يمثل الرمز (u_m) ***متوسط سرعة المائع*** و (ρ) و (μ) كثافة المائع ولزوجته و (D) هو قطر الانبوب الداخلي. ويمكن تعريف متوسط السرعة استناداً الى مبدأ الحفاظ على الكتلة الذي يعني بقاء ***معدل الجريان الكتلي*** ($\dot{m}$) بوحدات (kg/s) ثابتاً على امتداد طول الانبوب. يُعرّف معدل الجريان كما يلي

$$\dot{m} = \rho\, u_m\, A_c \qquad (5.54)$$

where A_c is the cross section area, defined as $\pi D^2/4$.

يمثل (A_c) مساحة مقطع الانبوب التي تساوي ($\pi D^2/4$).

The transition from laminar to turbulent starts at the ***critical Reynolds number*** which is $Re_{D,c}$ = 2300 and the flow becomes fully turbulent when $Re_D > 4000$

يبدأ تحول الجريان من طباقي الى اضطرابي عند بلوغ ***رقم رينولدز الحرج*** ($Re_{D,c}$ = 2300), بينما يصبح الجريان مضطرباً تماماً حين تصبح قيمة رقم رينولدز ($Re_D > 4000$)

Thus, the flow regime is defined as follows

اذن يُحدد نمط الجريان على النحوالآتي

Laminar flow	$Re_D < 2300$	الجريان طباقي
Transition flow	$2300 \le Re_D \le 4000$	الجريان انتقالي
Turbulent flow	$Re_D > 4000$	الجريان اضطرابي

The hydrodynamic entry length for laminar flow $L_{H,\,laminar}$ may be estimated from

ويمكن تقديرطول المدخل الهيدروليكي للجريان الطباقي ($L_{H,\,laminar}$) من المعادلة

$$L_{H,\,laminar} \approx 0.05\, Re_D\, D \qquad (5.55)$$

For turbulent flow, the entry length is independent of Reynolds number and is taken to be

لا يعتمد طول المدخل للجريان الاضطرابي على قيمة رقم رينولدز حيث تُحدد قيمته من

$$L_{H,\,turbulent} \approx 10\, D \qquad (5.56)$$

Solving the conservation of mass and momentum equations for laminar flow in the ***fully developed region*** gives a ***parabolic*** velocity distribution in the form

وقد وجد ان حل معادلات حفظ الكتلة والطاقة للجريان الطباقي في ***منطقة الجريان تام التكوين*** يعطي منحنى توزيع سرعة على شكل ***قطع مكافيء*** وفقاً للمعادلة

$$u(r) = 2\, u_m \left[1 - \left(\frac{r}{r_o}\right)^2\right] \qquad (5.57)$$

where u (r) is the variable velocity a cross the tube radius r, and r_o is the radius of the tube which is, $r_o = D/2$.

يمثل [u (r)] قيمة السرعة المتغيرة على امتداد نصف القطر (r), بينما يمثل (r_o) نصف قطر الانبوب الذي يساوي (D/2).

5.3.2 Friction and Pressure Drop

5.3.2 الاحتكاك وهبوط الضغط

Based on the laminar flow velocity profile, we can arrive at an expression for the ***friction factor*** *f*. We can then determine the pressure drop inside the tube. In order to do that, we first write the shear stress τ_s equation at the wall,

استناداً الى معادلة توزيع السرعة للجريان الطباقي نستطيع التوصل الى معادلة تخص ***عامل الاحتكاك*** (*f*). يمكننا بعد ذلك تحديد مقدار هبوط الضغط في الانبوب, ولتحقيق ذلك نكتب اولاً معادلة اجهاد القص لدى الجدار (τ_s),

$$\tau_s = -\mu \frac{du}{dr}\Big|_{r = r_o} \qquad (5.58)$$

We then differentiate equation (5.57) and substitute $\frac{du}{dr}$ in equation (5.58),

ثم نقوم بإجراء مفاضلة للمعادلة (5.57) ونعوض عن ($\frac{du}{dr}$) في المعادلة (5.58),

$$\tau_s = -2\,\mu\, u_m \left(\frac{2r}{r_o^2}\right)_{r = r_o} = \frac{4\,\mu\, u_m}{r_o} = \frac{8\,\mu\, u_m}{D} \qquad (5.59)$$

Ther is also another expression for the shear stress in terms of the friction coefficient C_f;

ويوجد ايضاً معدلة ثانية لتعريف اجهاد القص بدلالة معامل الاحتكاك (C_f) هي

$$\tau_s = C_f\, \frac{\rho\, u_m^2}{2} \qquad (5.60)$$

Combining equations (5.59) and (5.60) gives

وبدمج المعادلتين (5.59) و (5.60) ينتج

$$\frac{8\,\mu\, u_m}{D} = C_f\, \rho\, u_m^2/2$$

$$C_f = \frac{8\,\mu\, u_m}{D}\,\frac{2}{\rho\, u_m^2}$$

$$C_f = 16/\, Re_D \qquad (5.61)$$

In fact, the friction factor f for laminar flow is related to the friction coefficient by the relationship $f = 4\ C_f$. Thus,

المعلوم ان عامل الاحتكاك (f) للجريان الطباقي مرتبط بمعامل الاحتكاك حسب العلاقة ($f = 4\ C_f$), اذن

$$f = 64/\ Re_D \qquad (5.62)$$

We can now estimate the pressure drop ΔP (in N/m^2 or Pascal) for fluid flow inside a tube in terms of f using the following expression

يمكننا الآن تقدير هبوط الضغط (ΔP) بوحدات (N/m^2 او Pascal) لجريان المائع في انبوب بدلالة (f) باستخدام العلاقة التالية

$$\Delta P = f\ \frac{L}{D}\ \frac{\rho\ u_m^2}{2} \qquad (5.63)$$

where L is the length of the pipe.
Note that the ***pumping power*** required to overcome the pressure drop in a pipe line W_{pump} in (W) is determined from

يمثل الرمز (L) طول الانبوب.
تجدر الملاحظة بان ***قدرة الضخ*** اللازمة للتغلب على هبوط الضغط في الانبوب (W_{pump}) بوحدات الواط تحسب من المعادلة

$$W_{pump} = \frac{\dot{m}\ \Delta P}{\rho} \qquad (5.64)$$

However, to evaluate the pressure drop, we need values for the friction factor, and one of the sources is the ***Moody diagram*** (see Figure 5.7). The diagram provides values for the friction factor as a function of Reynolds number for laminar and turbulent flow. In addition, the friction factor f depends on the ***relative roughness*** ε/D as well, where ε denotes the roughness of the tube surface.

ولكن, لتقدير هبوط الضغط, نحتاج الى قيم عامل الاحتكاك, وان احد المصادر هو ***مخطط مودي***, انظر الشكل 5.7. يتضمن المخطط منحنيات الرسم البياني التي توفر قيم عامل الاحتكاك كدالة لرقم رينولدز, حيث تشمل الجريان الطباقي والجريان الاضطرابي. كما يتضح في المخطط ان عامل الاحتكاك (f) هو ايضاً دالة ***للخشونة النسبية*** (ε/D), وان الرمز (ε) يمثل خشونة سطح الانبوب.

We can also estimate the friction factor for fully developed turbulent flow in smooth tubes from

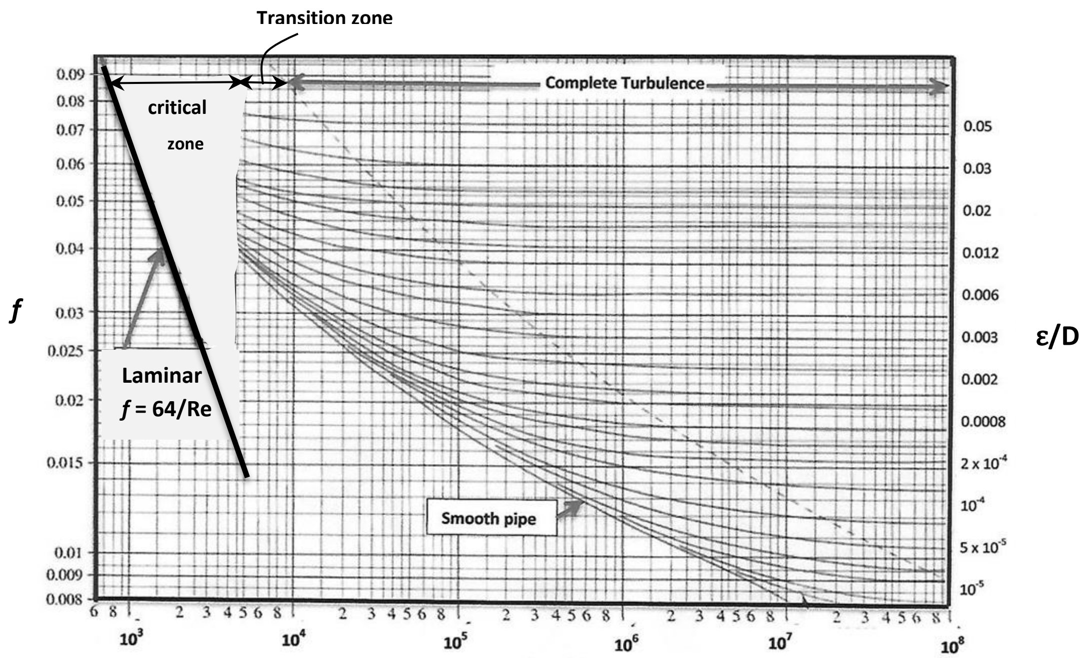
اضافة الى ذلك, يمكننا تقدير قيم عامل الاحتكاك للجريان الاضطرابي تام التكوين في الانابب الملساء من المعادلة

$$f = 0.184\ Re_D^{-0.2} \qquad Re_D \geq 2 \times 10^4 \qquad (5.65)$$

Another correlation that covers a wider range of Reynolds number [18] is

وهناك معادلة أخرى تغطي مجموعة واسعة من قيم رقم رينولدز [18], هي

$$f = (0.790\ \ln Re_D - 1.64)^{-2} \qquad 3000 \leq Re_D \leq 3 \times 10^6 \qquad (5.66)$$



Material	ε , cm
Concrete	0.03-0.3
Drawn tubing	0.00015
Cast iron	0.026
Commercial steel	0.0045

Figure 5.7 الشكل

Moody Diagram مخطط مودي

5.3.3 Thermal Boundary Layer in Tubes

Consider a fluid with a uniform temperature T_{in} entering a tube having a lower surface temperature T_s. The layer of the fluid in contact with the surface will immediately assume the surface temperature. As a result, convection occurs and the ***thermal boundary layer*** starts to develop. The layer thickness grows along the tube length in the fluid flow direction until it reaches the tube center where it becomes fully developed, as shown in Figure 5.8. Naturally, the growth of the layer takes place in the ***thermal entry region***; the length of this region is known as the ***thermal entry length***.

5.3.3 الطبقة المتاخمة الحرارية في الانابيب

دعنا ننظر في حالة دخول مائع درجة حرارته منتظمة (T_{in}) الى انبوب درجة حرارة سطحه اقل من درجة حرارة المائع (T_s). فسوف تتخذ طبقة المائع الملامسة للسطح درجة حرارة السطح فوراً. ونتيجة لذلك يحدث انتقال الحرارة بالحمل فتبدأ ***الطبقة المتاخمة الحرارية*** بالنشوء. ويزداد سمك هذه الطبقة على امتداد طول الانبوب باتجاه الجريان حتى يبلغ مركز الانبوب حيث يصبح الجريان متكاملاً او جرياناً تام التكوين, انظر الشكل 5.8. وبطبيعة الحال يحصل نمو الطبقة في ***منطقة الدخول الحراري***, اذ يُطلق على طول هذه المنطقة اسم ***طول المدخل الحراري***.

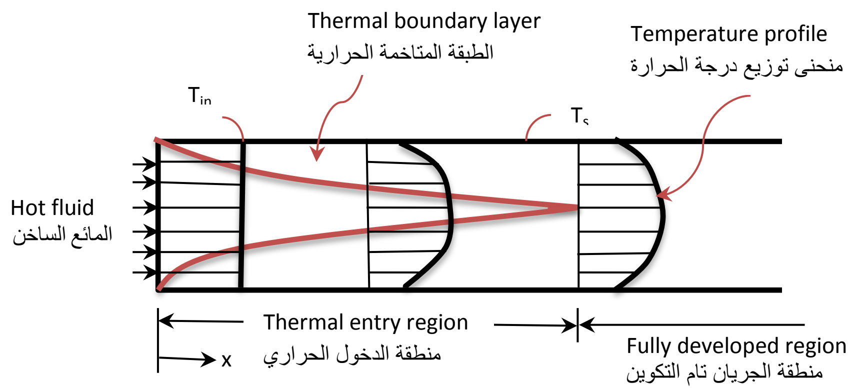


Figure 5.8 الشكل

Development of the thermal boundary layer ($T_s < T_{in}$)

($T_s < T_{in}$) نشوء الطبقة امتاخمة الحرارية

The thermal entry length for laminar flow $L_{T,\ laminar}$ is given by

يُعطى طول المدخل الحراري للجريان الطباقي ($L_{T,\ laminar}$) من

$$L_{T,\ laminar} \approx 0.05\ Re_D\ Pr\ D \quad (5.67)$$

and for turbulent flow

وللجريان الاضطرابي

$$L_{T,\ turbulent} \approx 10\ D \quad (5.68)$$

Note that the shape of both the velocity and temperature profiles remain unchanged in the fully developed region. This indicates that the values of the friction and heat transfer coefficient remain constant beyond the entry length. For long pipes, the entry length is relatively short, thus we can ignore its effect on heat transfer analysis. However, consideration of the entry region may be more significant for flow in short tubes.

وتجدر الملاحظة بأن شكل منحنيات السرعة ودرجة الحرارة تبقى بدون تغير في المنطقة التي يتكامل فيها الجريان ليصبح جرياناً تام التكوين. وهذا يشير الى ان قيمة كل من معامل الاحتكاك ومعامل انتقال الحرارة تبقى ثابتة بعد اجتياز طول المدخل. وفي حالة الجريان في الانابيب الطويلة, يكون طول المدخل قصيراً نسبياً بحيث يمكن اهماله, ولكنه قد يكون اكثرفعالية في الانابيب القصيرة مما يستوجب شموله في تحليلات انتقال الحرارة.

Heat and friction analyses for the entry region are available in the relevant literature.

يستحسن مراجعة المصادرذات الصلة للاطلاع على تحليلات انتقال الحرارة والاحتكاك التي تعنى بمنطقة الدخول.

5.3.4 Thermal Energy Balance for Flow in Tubes

When a fluid runs through a hot tube wall, the fluid temperature will rise in the flow direction. Additionally, the fluid temperature at any cross-section would change from T_s at the surface to the minimum value at the center of the tube. In the case of cooling the fluid, the temperature obviously would change to the maximum value at the center of the tube. It follows, that it would be more convenient to work with a ***mean temperature*** T_m for heat transfer analysis, bexause it remains constant at any cross section of the tube. The mean temperature is defined from conservation of energy principle as follows

5.3.4 موازنة الطاقة الحرارية للجريان في الانابيب

عند مرور المائع خلال انبوب ذو جدار ساخن فإن درجة حرارته سترتفع باتجاه الجريان. اضافة الى ذلك, فإن درجة حرارة المائع لدى اي مقطع عرضي للانبوب ستتغير من درجة الحرارة (T_s) عند السطح الى قيمتها الدنيا في المركز. اما في حالة تبريد المائع فمن الطبيعي بان تتغير درجة حرارة المائع عبر المقطع من درجة حرارة السطح الى قيمتها القصوى في مركزالانبوب. وبناءً على ذلك يستحسن استخدام ***متوسط درجة الحرارة*** (T_m) في تحليلات انتقال الحرارة لانه يبقى ثابتاً لدى اي مقطع عرضي من الانبوب, ويُعرّف متوسط درجة الحرارة استناداً الى مبدأ حفظ الطاقة كالاتي

$$\dot{m}\, C_P\, T_m = \int_{A_c} \rho\, u\, C_p\, T\, dA_c \qquad (5.69)$$

The left hand side of equation (5.69) represents the thermal energy flow at any cross section. The steady state ***heat balance*** for flow in a tube may be expressed in terms of average bulk temperatures as

يمثل الطرف الايسر للمعادلة (5.69) سريان الطاقة الحرارية لدى اي مقطع في الانبوب. ونستطيع كتابة ***التوازن الحراري*** في حالة الاستقرر بدلالة متوسط درجة حرارة المائع كالآتي

$$q = \dot{m}\, C_p\, (T_{m,out} - T_{m,in}) \qquad (5.70)$$

where $T_{m,in}$ and $T_{m,out}$ are the mean temperatures at the inlet and outlet of the tube respectively, and q is the rate of heat transfer.

In this case, Newton's law of cooling may be applied to determine the ***heat flux*** in terms of the mean temperature at any point T_m as follows

حيث ان ($T_{m,in}$) و ($T_{m,out}$) هما متوسطا درجة الحرارة في مدخل ومخرج الانبوب على التوالي, بينما يمثل الرمز (q) معدل انتقال الحرارة.

ويمكن تطبيق قانون نيوتن للتبريد في هذه الحالة لحساب ***الفيض الحراري*** بدلالة متوسط درجة الحرارة في اي نقطة (T_m) على الوجه الاتي

$$q'' = h\, (T_s - T_m) \qquad (5.71)$$

Where q'' (W/m^2) is the heat flux at a given location, h (W/m^{2}K) is the local heat transfer coefficient , T_s is the surface temperature and T_m is the mean fluid temperature at that location. We can now perform a heat balance for the flow of a fluid through a tube for two cases: one is when the tube surface temperature is constant; this may be achieved during the condensation of vapor on the outer surface of the tube .The other case is when the heat flux is constant; this is realized when the tubes are heated by electric resistance heating coils.

يمثل (q'') الفيض الحراري بوحدات (W/m^2) عند موقع معين في الانبوب, و (h) معامل انتقال الحرارة الموقعي, و (T_s) درجة حرارة سطح الانبوب, و (T_m) هي متوسط درجة حرارة المائع في ذلك الموقع. نستطيع الآن اجراء التوازن الحراري لحالتين من جريان المائع: الاولى عندما تكون درجة حرارة الانبوب ثابتة, ويمكن ان يحصل هذا اثناء تكثف البخار فوق سطح انبوب ما, والثانية عند ثبوت الفيض الحراري, حيث تتحقق هذه الحالة في حالة تسخين جدار الانبوب بواسطة ملفات التسخين الكهربائية.

5.3.5 Constant Temperature Balance

5.3.5 التوازن بثبوت درجة الحرارة

Let us consider a ***differential control volume*** for a fluid flow being heated in a tube as shown in Figure 5.9.

دعنا نتأمل ***حجم التحكم التفاضلي*** لمائع يتم تسخينه في انبوب معين, كما هو موضح في الشكل 5.9.

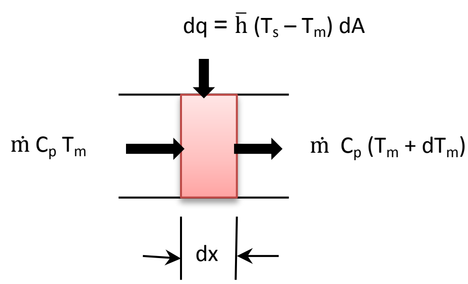


Figure 5.9 الشكل

Heat balance for a differential volume in a tube

التوازن الحراري لحجم التحكم في الانبوب

The thermal energy balance here is based on the fact that the increase in the thermal energy of the fluid, due to heating by the tube, is equal to the heat transferred from the tube wall to the fluid by convection,

يستند التوازن الحراري هنا الى حقيقة ان الزيادة في مقدار الطاقة الحرارية للمائع, بسبب التسخين بواسطة الانبوب, تساوي كمية الحرارة المنتقلة من جدار الانبوب الى المائع بواسطة الحمل الحراري,

$$\dot{m}\ C_p\,(T_m + dT_m) - \dot{m}\,C_P\,T_m = \bar{h}\,(T_s - T_m)\,dA$$

$$\dot{m}\ C_p\,dT_m = \bar{h}\,(T_s - T_m)\,dA$$

$$\dot{m}\ C_p\,dT_m = \bar{h}\,(T_s - T_m)\,\pi\,D\,dx \qquad (5.72)$$

where $\bar{h}$ is the average heat transfer coefficient and the area $dA = \pi D\,dx$. Obviously, the mean temperature of the fluid T_m in this case rises in the direction of flow. Since T_s and $\bar{h}$ are constants, we can write equation (5.72) in the following form,

يمثل ($\bar{h}$) متوسط معامل انتقال الحرارة, والمساحة (dA) تساوي ($\pi D\,dx$). ومن الواضح ان متوسط درجة حرارة المائع (T_m) في هذه الحالة يرتفع باتجاه الجريان. ونظراً لثبوت (T_s) و ($\bar{h}$), نستطيع كتابة المعادلة (5.72) بالصيغة التالية

$$\frac{d(T_s - T_m)}{T_s - T_m} = \frac{\bar{h}\pi D}{\dot{m}C_p}\,dx \qquad (5.73)$$

Where حيث ان

$$dT_m = -\,d(T_s - T_m)$$

We have: at $x = 0$, $T_m = T_{m,in}$ or T_{in} (for short) and at $x = L$, $T_m = T_{m,out}$ or T_{out} (for short) therefore integration of equation (5.73) gives

المعلوم لدينا: عندما يكون ($x = 0$) يصبح ($T_m = T_{m.in}$) او (T_{in}) اختصاراً, وعندما يكون ($x = L$) يصبح ($T_m = T_{m,out}$) او (T_{out}) اختصاراً, لذا فإن مكاملة المعادلة (5.73) تعطي

$$\ln\frac{(T_s - T_m)}{T_s - T_m} = -\,\frac{\bar{h}\pi DL}{\dot{m}C_p}$$

$$\frac{(T_s - T_{out})}{T_s - T_{in}} = e^{-\frac{\bar{h}A_s}{\dot{m}C_p}} \qquad (5.74)$$

where A_s is the surface area ($A_s = \pi LD$) of a tube having a length L . Equation (5.74) shows that the temperature difference decays exponentially in the flow direction. We can now apply this equation to determine the outlet temperature T_{out}. Likewise, we can compute the temperature at a distance of x from the inlet of the tube by replacing L with x.

(A_s) هي المساحة السطحية ($A_s = \pi LD$) لانبوب طوله (L). ويلاحظ في المعادلة (5.74) ان فرق درجة الحرارة يتناقص أسياً باتجاه الجريان, وهكذا نستطيع الآن تطبيق هذه المعادلة لتقييم درجة حرارة المائع في مخرج الانبوب (T_{out}). وبنفس الطريقة يمكننا حساب درجة الحرارة عند نقطة تبعد (x) من مدخل الانبوب باحلال (x) محل (L).

To find the rate of heat transfer by convection between the tube wall and the fluid q, we apply equation (5.70):

لايجاد معدل انتقال الحرارة بواسطة الحمل الحراري بين الجدار والمائع (q), نطبق المعادلة (5.70):

$$q = \dot{m}\, C_P\, (T_{out} - T_{in}) \quad \text{(Eqn. 5.70)}$$

In terms of temperature difference: وبدلالة الفرق بدرجة الحرارة:

$$q = \dot{m}\, C_p\, (T_s - T_{out}) - (T_s - T_{in}) = \dot{m}\, C_p\, (\Delta T_{out} - \Delta T_{in})$$

From equation (5.74): لدينا من المعادلة (5.74)

$$\dot{m} C_P = \frac{\bar{h} A_s}{\ln \frac{T_s - T_{out}}{T_s - T_{in}}} \quad (5.75)$$

Substituting: وبالتعويض:

$$q = \frac{\bar{h} A_s}{\ln \frac{T_s - T_{out}}{T_s - T_{in}}} (\Delta T_{out} - \Delta T_{in})$$

$$\therefore \quad q = \bar{h}\, A_s\, \Delta T_{ln} \quad (5.76)$$

where ΔT_{ln} is the ***log mean temperature difference*** (LMTD) which is defined as

حيث يمثل (ΔT_{ln}) ***المتوسط اللوغاريثمي لفرق درجة الحرارة*** (LMTD) المعرف كالآتي

$$\Delta T_{ln} = \quad = \frac{\Delta T_{out} - \Delta T_{in}}{\ln(\frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}})} \quad (5.77)$$

$$\Delta T_{out} = T_s - T_{out} \quad , \quad \Delta T_{in} = T_s - T_{in}$$

Example 5.8

Engine oil flows in a tube of diameter 4-cm and length 10-m at a rate of 0.27 kg/s. The wall of the tube is maintained at 100°C by condensing steam on the outer surface. The oil enters the tube at a temperature of 20°C and exits at 60°C. Determine the average convection heat transfer coefficient.

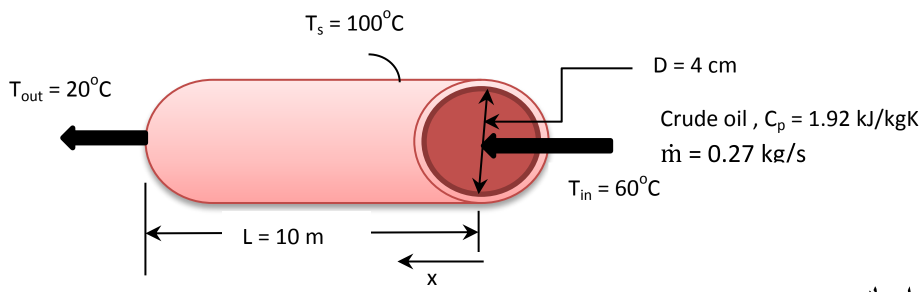
المثال 5.8

يجري زيت المحركات في انبوب قطره (4-cm) وطوله (10-m) بمعدل (0.27 kg/s). يتم الحفاظ على درجة حرارة جدار الانبوب عند (100°C) عن طريق تكثيف بخار الماء فوق سطحه الخارجي. فاذا كان الزيت يدخل الانبوب بدرجة حرارة مقدارها (20°C) ويخرج منه بدرجة الحرارة (60°C), اوجد قيمة متوسط معامل الحرارة.

$$C_{p,\,oil} = 1.92 \text{ kJ/kgK}$$

Solution
الحل

Given:
المعلوم:



Find:
المطلوب ايجاده:

The average heat transfer coefficient $\bar{h}$

متوسط معامل انتقال الحرارة ($\bar{h}$)

Assumptions:
الافتراضات:

1. Thin walled-tube.
2. Constant fluid properties.

1. انبوب رقيق الجدار.
2. خواص المائع ثابتة.

Analysis:
التحليلات:

We may use equation (5.75) to find the average coefficient,

نستخدم المعادلة (5.75) لايجاد قيمة متوسط معامل الحرارة,

$$\dot{m}C_P = \frac{\bar{h}A_S}{\ln\frac{T_S - T_{out}}{T_S - T_{in}}} \qquad \text{(Eqn. 5.75)}$$

$$0.27 \text{ x } 1.92 \text{ x } 10^3 = \frac{\bar{h} \text{ x } \pi \text{ x } 0.04 \text{ x} 10}{\ln\frac{100 - 20}{100 - 60}}$$

$\bar{h}$ = $\underline{285.943 \text{ W/m}^2\text{K}}$

Comment:
ملاحظة:

For fully developed flow the heat transfer coefficient would be 285.943 W/m^{2}K at any location along the length of the tube.

سوف يكون معامل انتقال الحرارة للجريان تام التكوين مساوياً (285.943 W/m^{2}K) في اي موقع كان على امتداد طول الانبوب.

5.3.6 Constant Heat Flux Balance

In this case, the heat flux q_s'' gained or lost by the tube surface is constant; it is therefore independent of position and the heat balance may be expressed as

5.3.6 التوازن بثبوت الفيض الحراري

يكون الفيض الحراري المكتسب او المفقود من سطح الانبوب في هذه الحالة ثابت المقدار, اي ان (q_s'') لا يعتمد على الموقع في الانبوب. وعليه, يمكننا كتابة التوازن الحراري على النحو الآتي

$$q_s'' A_s = \dot{m}\, C_P \,(T_{out} - T_{in}) \qquad (5.78)$$

Rearranging equation (5.78) provides an expression to evaluate the mean temperature of the fluid at the exit,

وباعادة ترتيب المعادلة (5.78), نحصل على الصيغة التي تعطي متوسط درجة حرارة المائع الخارج من الانبوب,

$$T_{out} = T_i + \frac{q_s'' A_s}{\dot{m} C_P} \qquad (5.79)$$

The above equation indicates that the mean fluid temperature varies linearly with x along the length of the tube, provided the fluid properties remain unchanged. In the mean time, when the surface temperature is constant, the fluid temperature changes exponentially with x. Figure 5.10 shows the two cases.

تشير المعادلة اعلاه الى ان متوسط درجة حرارة المائع يتغير خطياً مع تغير (x) على امتداد طول الانبوب في حالة ثبوت خواص المائع. بينما كانت درجة حرارة المائع تتغير اسياً عند ثبوت درجة حرارة السطح, انظر الشكل 5.10 الذي يوضح الحالتين.

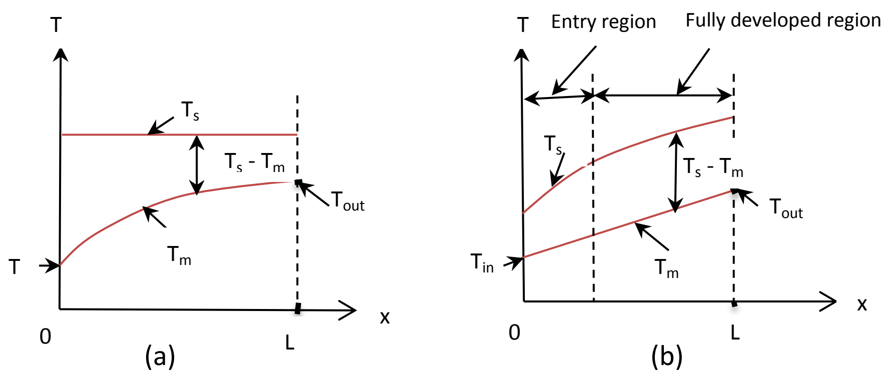


Figure 5.10 الشكل

Temperature distribution curves منحنيات توزيع درجة الاحرارة

(a) Constant surface temperature ثبوت درجة حرارة السطح
(b) Constant heat flux ثبوت الفيض الحراري

Example 5.9

An insulated tube-water heater generates heat uniformly at the rate of 35 kW. The heater is 12-m long and has an internal diameter of 1-in. The heater is to supply 0.15 kg/s of hot water when the cold water enters the heater at 22°C. Calculate the water temperature at the outlet. If the heat transfer coefficient at the outlet is 1750 W/m²K, what will be the surface temperature at that location?

المثال 5.9

سخان ماء على هيئة انبوب معزول يولد حرارة بانتظام بمعدل (35 kW), حيث كان طول انبوب التسخين (12-m) وقطره الداخلي (1-in). فاذا كان المطلوب تجهيز الماء الساخن بمعدل (0.15 kg/s), وذلك عندما يدخل الماء البارد الى السخان بدرجة الحرارة (22°C), احسب درجة حرارة الماء الخارج من السخان. اذا علمت ان قيمة معامل انتقال الحرارة في مخرج الانبوب تساوي (1750 W/m²K) فما هي درجة حرارة السطح في ذلك الموقع؟

$C_{p,\ water} = 4.18$ kJ/kgK

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$q = 35$ kW$= 35000$ W, $T_{in} = 22°C$, $C_p = 4.18 \times 10^3$ J/kgK,
$h_{outlet} = 1750$ W/m²K, $\dot{m} = 0.15$ kg/s, $L = 12$ m, $D = 1$-in

Find:

1. Outlet water temperature T_{out}
2. Surface temperature at the outlet $T_{s,\ out}$

المطلوب ايجاده:

1. درجة حرارة الماء الخارج (T_{out})
2. درجة حرارة السطح في مخرج الانبوب ($T_{s,\ out}$)

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Constant properties.
3. No heat losses from insulation.

الافتراضات:

1. حالة الاستقرار.
2. خواص المائع ثابتة.
3. لايوجد تسرب حراري من العازل.

Analysis:

We apply equation (5.79) to find the outlet temperature

التحليلات:

لحساب درجة حرارة الماء الخارج نطبق المعادلة (5.79)

$$T_{out} = T_i + \frac{q''_s A_s}{\dot{m} C_P} \qquad \text{(Eqn. 5.79)}$$

$$q = q''_s\ A_s, \qquad \therefore T_{out} = T_i + \frac{q}{\dot{m} C_P}$$

$$T_{out} = 22 + \frac{35000}{0.15 \, x \, 4180} = \underline{77.821^oC}$$

The surface temperature at any location can be estimated from

يمكن تقدير درجـة حـرارة السطح فـي اي موقـع كـان من المعادلة

$$q_s'' = h\,(T_s - T_m) = h_{out}\,(T_{s,out} - T_{out}) \qquad \text{from Eqn. (5.71)}$$

$$\therefore T_{s,out} = T_{out} + \frac{q_s''}{h_{out}}$$

$$q_s'' = q/A_s = 35000/(\pi \, D \, L) = 1750/(\pi \, x \, 1x \, 0.0254 \, x \, 12)$$

$$q_s'' = 36551.332 \, W/m^2$$

$$T_{s,\,out} = 77.821 + \frac{36551.332}{1750} = \underline{98.707^oC}$$

Comment:

The temperature difference $T_s - T_m$ is 20.886°C at the tube outlet. This difference is the same throughout the fully developed region; it is therefore independent of x as shown in Figure 5.8 (b).

ملاحظة:

ان مقـدار الفـرق بدرجــة الحــرارة فــي مخــرج الانبــوب $(T_s - T_m)$ يسـاوي (20.886°C), حيث يبقى هذا الفرق دون تغير في منطقة الجريـان تـام التكوين, اي بمعنـى آخر انـه لا يعتمـد علـى قيمـة (x) كمـا هو مبين فـي الشـكل 5.8 (b).

Exercise:

Determine the length of an insulated heating tube length required to heat oil from 12°C to 60°C. The flow rate of the oil flow is 0.011 m^3/min and the diameter of the tube is 3-cm. The heater generates heat uniformly at the rate of 36 kW/m^2. Take the specific heat capacity of the oil to be 1.89 kJ/kgK and its ***specific gravity*** 0.88.

تمرين:

اوجد طول سخان انبوبي معزول حرارريـاً يستخدم لتسـخين زيـت مـن (12°C) الـى (60°C). علمـاً ان معـدل جريـان الزيـت هـو (0.011 m^3/min) وقطـر انبـوب التسـخين (3-cm), وان الســخان يولــد حــرارة بانتظــام بمعــدل (36 kW/m^2). اتخذ قيمة السعة الحرارية النوعيـة للزيـت بحدود (1.89 kJ/kgK) ***وكثافته النسبية*** (0.88).

5.3.7 Correlations for Laminar Flow in Tubes

We covered earlier the friction factor and pressure drop, and we mentioned that equations (5.57) and (5.58) can be applied to solve laminar flow problems. In addition, the heat transfer coefficient h for laminar flow in tubes can be determined by applying the conservation of energy principles. In this regard, the energy equation for fully developed laminar flow in a pipe is integrated to yield

5.3.7 معادلات الجريان الطباقي في الانابيب

كنا قد تطرقنا سابقاً الى عامل الاحتكاك وهبوط الضغط وذكرنا امكان تطبيق المعادلتين (5.57) و(5.58) لحل مسائل الجريان الطباقي. اضافة الى ذلك, يمكننا تقدير قيمة معامل انتقال الحرارة (h) اثناء الجريان الطباقي في الانابيب استناداً الى مبدأ حفظ الطاقة, ففي هذه الحالة يتم مكاملة معادلة الطاقة للجريان الطباقي تام التكوين فينتج الآتي

$$Nu_D = 3.66 \quad \text{for } T_s = \text{constant} \qquad [1, 3] \qquad (5.80)$$

$$Nu_D = 3.66 \quad \text{for } q''_s = \text{constant} \qquad (5.81)$$

Sieder and Tate recommended a general relation to evaluate the average heat transfer coefficient $\bar{h}$ for fully developed laminar flow in a circular tube, which is

وقد اقترح الباحثان ***سيدر وتيت*** معادلة عامة لتقييم متوسط معامل انتقال الحرارة ($\bar{h}$) للجريان الطباقي تام التكوين في الانابيب دائرية المقطع, هي

$$\overline{Nu}_D = 1.86 \left(\frac{Re_D \, Pr \, D}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \qquad (Pr > 0.5) \qquad (5.82)$$

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}\, D}{k}$$

Properties are evaluated at the bulk mean temperature which is the average of the mean fluid temperature $\bar{T}_m = ½\ (T_{in} + T_{out})$, except μ_s which is evaluated at the tube wall-surface temperature.

حيث يتم تقدير خواص المائع عند متوسط درجة حرارة المائع الجاري, اي القيمة الوسطية لدرجة حرارة المائع الداخل والخارج [$\bar{T}_m = ½\ (T_{in} + T_{out})$], ما عدا ($\mu_s$) فهي تُقدر عند درجة حرارة سطح جدار الانبوب.

5.3.8 Correlations for Laminar flow in non-circular ducts

For fully developed laminar flow in ducts of different cross section, the Nusselt number and friction factor expressions are given in table 5.6. The calculation of Reynolds number and Nusselt number for flow in these ducts are based on the ***hydraulic diameter*** D_h, defined as

5.3.8 معادلات الجريان الطباقي في القنوات غير الدائرية

يمنح الجدول 5.6 علاقات تخص تقييم كل من رقم نسلت و عامل الاحتكاك للجريان الطباقي في قنوات ذات مقاطع عرضية مختلفة الشكل. وان طريقة حساب رقم رينولدز ورقم نسلت للجريان في هذه القنوات تستند الى ***القطر الهيدروليكي*** (D_h) المعرف كالآتي

$$D_h = \frac{4\,A_c}{p} \qquad (5.83)$$

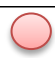
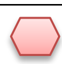
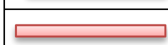
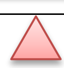
where A_c is the cross-sectional area of the noncircular duct and p is its perimeter. For example, the mean hydraulic diameter for a square section is 4 x a^2/4a = a.

(A_c) هـي مسـاحة مقطـع القنـاة غيـر الدائريـة و (p) محيطها. فمثلاً يصبح متوسط القطر الهيدروليكي لقناة مقطعها مربع الشكل يساوي (4 x a^2/4a = a).

Table 5.6 الجدول

Nusselt numbers ($\overline{Nu}_D$) and friction factors (*f*)

For laminar flow in ducts of different shapes [1, 2] للجريان الطباقي في القنوات مختلفة الاشكال

Cross section **المقطع العرضي**	**b/a** a = height b = width	**Nusselt number** **رقم نسلت**		**Friction Factor** **عامل الاحتكاك** ***f =***
		T_s = constant	**q_s'' = constant**	
	-	3.66	4.36	64/Re_D
	-	3.35	4.00	60.20/Re_D
	1.0	2.98	3.61	56.92/Re_D
	2.0	3.39	4.12	62.20/ Re_D
	3.0	3.96	4.79	68.36/ Re_D
	6.0	5.14	6.05	78.80/ Re_D
	∞	7.54	8.24	96.00/ Re_D
	-	2.47	3.11	53.32/ Re_D

5.3.9 Correlations for Turbulent Flow in Tubes

In previous sections, we indicated that turbulent flow in smooth tubes occurs when Re > 4000. It is worth noting here that turbulent flow is the common type of flow encountered in industrial pipes and in heat exchanger tubes. The value of the heat transfer coefficient associated with turbulent

5.3.9 معادلات الجريان الاضطرابي في الانابيب

لقـد اشـرنا فـي الفقـرات السـابقة الـى ان الجريـان الاضـطرابي فـي الانابيب الملسـاء يحـدث عنـدما تكـون قيمـة رقم رينولـدز (Re > 4000). وتجـدر الملاحظـة هنـا بـان الجريـان الاضـطرابي هـو الجريـان السـائد فـي انابيب المصـانع كذلك في انابيب المبـادلات الحراريـة. وان قيمة معامل انتقال الحرارة في الجريان الاضطرابي

flow is significantly high due to vortices.

The friction factor can be evaluated from equation (5.65), or from the Moody diagram for smooth and rough tubes. As for the heat transfer coefficient, it appears that it is very difficult to predict theoretically and need to be determined from experimental data. Such empirical correlations are usually expressed in terms of the Nusselt number. ***Chilton and Colburn*** related the Nusselt number to the friction factor, for fully developed turbulent flow in smooth tubes,

مرتفعة ثيراً بسبب الدوامات.

يمكن تقديرقيمة عامل الاحتكاك لهذا الجريان باستخدام المعادلة (5.65), او تُستخرج قيمته من مخطط مودي للانابيب الملساء والخشنة. وفيما يخص معامل انتقال الحرارة, فإن تقيمه نظرياً صعب جداً ولذالك تُعتمد نتائج التجارب المختبرية لصياغة معادلات تجريبية, حيث توضع هذه المعادلات بدلالة رقم نسلت. وقد اوجد الباحثان ***تشلتون وكولبرن*** علاقة تربط رقم نسلت بعامل الاحتكاك للجريان الاضطرابي تام التكوين في الانابيب الملساء بالصيغة الآتية,

$$Nu_D = \frac{f}{8}\, Re\, Pr^{1/3} \qquad (5.84)$$

Colburn [19] developed another equation,

وقد طور الباحث ***كولبرن*** [19] معادلة اخرى,

$$Nu_D = 0.023\, Re_D^{0.8}\, Pr^{1/3} \quad (0.7 \ll Pr \leq 160\ ,\ Re > 10{,}000) \qquad (5.85)$$

which was modified by ***Dittus and Boulter*** [20] to give

التي اجرى عليها الباحثان ***ديتس و بولتير*** [20] تعديلات لتعطي

$$Nu_D = 0.023\, Re_D^{0.8}\, Pr^{n} \quad (0.7 \ll Pr \leq 160\ ,\ Re > 10{,}000, \qquad (5.86)$$

$n = 0.4$ for heating للتسخين , $n = 0.3$ for cooling للتبريد

The fluid properties are evaluated at the bulk mean fluid temperature $\overline{T}_m = ½\,(T_{in} + T_{out})$. The Dittus-Boutler equation is commonly used because it gives more accurate results. It is not affected much by the thermal conditions of the surface and may be used for constant surface temperature or constant heat flux. The equation may also be applied to give approximate results within the transition region $2300 \leq Re \leq 4000$. For large property variations, ***Sieder and Tate*** [1] recommended,

وهنا تُقدر خواص المائع عند القيمة الوسطية لدرجة حرارة المائع الداخل والخارج $[\overline{T}_m = ½\,(T_{in} + T_{out})]$. تستخدم معادلة ديتس و بولتير كثيراً لانها تمنح نتائج اكثر دقة, ولانها لا تتأثر بالظروف الحرارية لسطح الانبوب, ويمكن استخدامها في حالة ثبوت درجة حرارة السطح او ثبوت الفيض الحراري. ويمكن تطبيقها ايضاً للحصول على نتائج تقريبية في منطقة تحول الجريان من انسيابي الى اضطرابي $(2300 \leq Re \leq 4000)$. وفي حالة وجود تغيرات كبيرة في خواص المائع, اوصى الباحثان **سيدر وتيت** [1] بالمعادلة الآتية,

$$Nu_D = 0.027\, Re_D^{0.8}\, Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (0.7 \ll Pr \leq 16,700\ ,\ Re > 10{,}000 \qquad (5.86\text{-a})$$

Properties are evaluated at $\overline{T}_m$ wxcept μ_s at T_s.

تُقدر الخواص عند $(\overline{T}_m)$ ما عدا (μ_s) عند (T_s).

Equation (5.86) can also be applied to solve problem of turbulent flow through non-circular ducts by adopting the concept of the mean hydraulic diameter.

ويمكن ايضاً تطبيق المعادلة (5.86) لحل مسائل الجريان الاضطرابي في القنوات غير الدائرية من خلال اعتماد متوسط القطر الهيدروليكي.

Another type of internal flow is the flow in ***concentric tube annulus***, that is, the fluid passing through the space between the two concentric tubes. A good example for this flow arrangement is the ***double pipe heat exchanger***. In this regard, the heat flux q''_{inner} is determined from the inner tube surface, and q''_{outer} from the outer tube by applying Newton's cooling law. The Nusselt numbers associated with the inner and outer surfaces, Nu_{inner} and Nu_{outer} are expressed as

هناك نوع آخر من الجريان الداخلي, هو الجريان في ***الحلقة بين انبوبين متمركزين***, اي ان المائع يجري في المجال بين الانبوبين المتمركزين, وان افضل مثال على ذلك هو منظومة ***المبادل الحراري الانبوبي***. في هذه الحالة, يستخدم قانون نيوتن للتبريد لتقدير الفيض الحراري من سطح الانبوب الداخلي (q''_{inner}), وكذلك من سطح الانبوب الخارجي(q''_{outer}). ويُعرّف رقم نسلت للسطح الداخلي (Nu_i) وللسطح الخارجي (Nu_o) كما هو آت

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
≈1.00	4.86	4.86

Values for laminar flow [1]

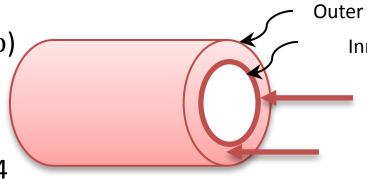
$$Nu_i = \frac{h_i\, D_h}{k} \quad , \quad q''_{inner} = h_i\, \Delta T_i \qquad (5.87)$$

$$Nu_o = \frac{h_o\, D_h}{k} \quad , \quad q''_{outer} = h_o \Delta T_o \qquad (5.88)$$

$$Re = \frac{\rho\, D_h u}{\mu} \quad , \quad u = \dot{m}/(A_c.\ \rho)$$

$$A_{c\ (annulus)} = A_{c(outer)} - A_{c\ (inner)}$$

$$= \pi D_o^2/4 - \pi D_i^2/4$$



where D_h is the ***hydraulic diameter*** of the annulus given from equation (5.83) as

يمثل (D_h) ***القطر الهيدروليكي*** للمجال الحلقي من المعادلة (5.83) كالآتي

$$D_h = \frac{4\, A_c}{P} = \frac{4\left(\frac{\pi}{4}\right)(D_o^2 - D_i^2)}{\pi\, D_o + \pi\, D_i} = D_o - D_i \qquad (5.89)$$

For fully turbulent flow in an annulus, equation (8.56), which is the ***Dittus – Boelter equation***, can be used to obtain approximate values of the heat transfer coefficient ($h_{inner} \approx h_{outter}$) based on D_h.

بالنسبة للجريان الاضطرابي في المجال الحلقي, يمكننا استخدام المعادلة (8.56) وهي ***معادلة ديتس و بولتير*** للحصول على قيم تقريبية لمعامل انتقال الحرارة ($h_{inner} \approx h_{outter}$) وذلك باستخدام ($D_h$).

Note that, for turbulent flow in long tubes, the entry lengths are short and it may be assumed that the average Nusselt number for the entire tube is equal to the value associated with the fully developed region, $\overline{Nu}_D = Nu_D$ and $\bar{h} = h$.

وتجدر الاشارة الى ان طول المدخل للجريان الاضطرابي في الانابيب الطويلة قصير, لذلك يمكن افتراض متوسط رقم نسلت للانبوب باكمله يساوي الرقم لمنطقة الجريان تام التكوين اي ان ($\overline{Nu}_D = Nu_D$) و ($\bar{h} = h$).

Example 5.10

Water is heated from 20 to 70^{o}C in a tube having an internal diameter of 2.5-cm. If the mean velocity of water is 0.03 m/s and the surface temperature is constant at 90^{0}C, what will be the length of the tube?

المثال 5.10

يُسخن الماء من (20) الى (70^{o}C) في انبوب قطره الداخلي (2.5-cm). فاذا كان متوسط سرعة جريان الماء في الانبوب (0.03 m/s) ودرجة حرارة سطحه ثابتة عند (90^{0}C), فما هو طول الانبوب؟

Solution:

الحل:

Given:

المعلوم:

T_{in} = 20^{o}C, T_{out} = 70^{o}C, T_s = 90^{o}C, u_m = 0.03 m/s
D = 2.5 cm = 0.025 m

Find:

المطلوب ايجاده:

The length of the heater L

طول السخان الانبوبي (L)

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Constant properties.

الافتراضات:

1. ظروف حالة الاستقرار سائدة.
2. خواص المائع ثابتة.

Analysis:

Properties of water at the bulk mean fluid temperature $\overline{T}_m$, which is (70 + 25)/2 = 45^{o}C,

التحليلات:

خواص الماء عند متوسط درجة حرارة المائع الجاري ($\overline{T}_m$) وهي [(70 + 25)/2 = 45^{o}C],

C_p = 4.18 x 10^3 J/kgK , k = 0.637 W/m.K, ρ = 990.1 kg/m^3
μ = 0.596 x 10^{-3} Ns/m^2, μ_s (at the surface temperature) = 0.315 x10^{-3} Ns/m^2

We first calculate the Prandtl and Reynolds numbers,

نحسب اولاً رقم برانتل ورقم رينولدز,

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} = \frac{4180 \text{ x } 0.596 \text{ x } 0.001}{0.637} = 3.910$$

$$Re_D = \frac{u_m \rho D}{\mu} = \frac{0.03 \text{ x } 990.1 \text{ x } 0.025}{0.596 \text{ x } 0.001} = 1245.931$$

To determine the heater length, we conduct a heat balance at constant surface temperature,

نجري موازنة حرارية بثبوت درجة حرارة سطح الانبوب لتخمين طول السخان,

$$q = \bar{h} A_s \Delta T_{ln}$$

$$q = \bar{h} \pi D L \Delta T_{ln} = \dot{m} C_P (T_{out} - T_{in})$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln \frac{T_S - T_{out}}{T_S - T_{in}}} = \frac{\Delta T_{out} - \Delta T_{in}}{\ln(\frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}})} \quad \text{(Eqn. 5.77)}$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(90-70) - (90-20)}{\ln \frac{90-70}{90-20}} = 39.911^{o}C$$

Based on the value of the Reynolds number, the flow is laminar. Also and $Pr > 0.5$ thus we can use the Sieder and Tate equation to evaluate the heat transfer coefficient.

استناداً الى قيمة رقم رينولدز فإن نمط الجريان هو طباقي, ولما كانت قيمة رقم برانتل ($Pr > 0.5$), اذن يمكننا استخدام معادلة سيدر وتيت لتقدير قيمة معامل انتقال الحرارة.

$$\overline{Nu}_D = 1.86 \left(\frac{Re_D \, Pr \, D}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (Pr > 0.5) \quad \text{(Eqn. 5.82)}$$

$$\overline{Nu}_D = 1.86 \left(\frac{1245.931 \text{ x } 3.910 \text{ x } 0.025}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{0.596}{0.315}\right)^{0.14}$$

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h} D}{k} = 1.86 \left(\frac{121.789}{L}\right)^{1/3} \text{ x } 1.093$$

$$\frac{\bar{h} \text{ x } 0.025}{0.637} = 2.032 \left(\frac{121.789}{L}\right)^{1/3}$$

$$\bar{h} = 51.800\left(\frac{121.789}{L}\right)^{1/3}$$

Substituting $\bar{h}$ in the heat balance, we obtain

وبالتعويض عن ($\bar{h}$) في التوازن الحراري نحصل على

$$\bar{h}\,\pi\,D\,L\;\Delta T_{ln} = \dot{m}\,C_P\,(T_{out} - T_{in})$$

$$51.800\left(\frac{121.789}{L}\right)^{1/3}\pi\,D\,L\;\Delta T_{ln} = \dot{m}\,C_P\,(T_{out} - T_{in})$$

$$51.800\left(\frac{121.789}{L}\right)^{1/3}\pi \times 0.025 \times L \times 39.911 = \dot{m} \times 4800\,(70 - 20)$$

$$\dot{m} = u_m \times A_c \times \rho = 0.03 \times (\pi \times 0.025^2/4) \times 990.1 = 0.0145 \text{ kg/s}$$

$$51.800\left(\frac{121.789}{L}\right)^{1/3}\pi \times 0.025 \times L \times 39.911 = 0.0145 \times 4800\,(70 - 20)$$

$$\left(\frac{121.789}{L}\right)^{1/3} L = 21.432$$

$$\frac{121.789}{L}\,L^3 = 9844.373$$

$$L^2 = 80.831$$

$$L = 8.99 \approx \underline{9\text{ m}}$$

Comment:

The heat balance was based on the logarithmic mean temperature difference ΔT_{ln}. If the ***arithmetic mean temperature difference*** $(\Delta T_{in} + \Delta T_{out})/2$ is used instead, the answer will not be the same. The logarithmic mean gives more accurate results, because the temperature varies exponentially in the flow direction as indicated by equation (5.74).

ملاحظة:

لقد انجز التوازن الحراري استناداً الى متوسط الفرق بدرجة الحرارة اللوغاريثمي (ΔT_{ln}). ولو استخدمنا ***متوسط الفرق بدرجة الحرارة الحسابي*** [$(\Delta T_{in} + \Delta T_{out})/2$] بدلاًمن ذلك, فلن نتوصل الى نفس الاجابة, لان المتوسط اللوغاريثمي يمنح نتائج اكثر دقة بسبب التغيرالأسي في درجة الحرارة باتجاه الجريان كما يتضح في المعادلة (5.74).

Exercise:

Repeat the calculations of example 5.10 using the arithmetic mean temperature difference and estimate the percentage error.

تمرين:

كرر حسابات المثال 5.10 مستخدماً متوسط الفرق بدرجة الحرارة الحسابي ثم قدر نسبة الخطأ.

Example 5.11

Hot air at 85°C is used for warming up a room. It passes through a rectangular duct having a section of 30 cm x 20 cm and a length of 12-m. The air mean velocity is 3.5 m/s, and the duct surface is considered to be isothermal at 65°C. Calculate the temperature of the air at the exit.

المثال 5.11

يستخدم الهواء الساخن بدرجة (85°C) لتدفأة غرفة معينة, حيث يمر عبر قناة مستطيلة المقطع مساحة مقطعها (30 cm x 20 cm) وطولها (12-m). فاذا كان متوسط سرعة جريان الهواء (3.5 m/s) ودرجة حرارة سطح القناة ثابتة عند (65°C), احسب درجة حرارة الهواء الخارج من القناة.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$T_{in} = 85^oC$, $T_s = 65^oC$, $A_c = 0.3 \times 0.2 = 0.06\ m^2$

$L = 12\ m$, $u_m = 3.5\ m/s$

Find:

The air temperature at the exit T_{out}

المطلوب ايجاده:

درجة حرارة الهواء الخارج من القناة (T_{out})

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Air is an ideal gas.
3. The inner surface of the duct is smooth.

الافتراضات:

1. ظروف حالة الاستقرار سائدة.
2. الهواء غاز مثالي.
3. سطح القناة الداخلي املس.

Analysis:

The properties of air should be determined at the bulk mean temperature of the air. But, we don't know the exit temperature and hence we cannot calculate the mean. Hence, we will assume a value of 340 K for the bulk mean temperature and check the validity of the assumption later.

التحليلات:

ينبغي تقييم الخواص عند متوسط درجة حرارة الهواء الجاري, لكننا لانستطيع حساب المتوسط لعدم معرفة درجة حرارة الهواء الخارج. وبالتالي سنفترض (340 K) كقيمة لمتوسط درجة الحرارة وسنتحقق من صحة الافتراض لاحقاً.

The properties of air at 340 K

خواص الهواء عند درجة الحرارة (340 K)

$$\rho = 1.043\ kg/m^3,\ C_p = 1007\ J/kgK,\ k = 0.0290\ W/m.K,\ \mu = 2.03 \times 10^{-5}\ Ns/m^2$$

We calculate the Prandtl and Reynolds numbers based on the mean hydraulic diameter D_h.

نحسب رقم برانتل ورقم يينولدز استناداً الى متوسط القطر الهيدروليكي (D_h),

$$D_h = 4A_c/P = 4 \times 0.06/2(0.3 + 0.2) = 0.24\ m$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} = Pr = \frac{1007 \times 2.03 \times 10^{-5}}{0.0290} = 7.0490$$

$$Re_D = \frac{u_m\ \rho\ D_h}{\mu} = \frac{3.5 \times 1.043 \times 0.24}{2.3 \times 10^{-5}} = 37{,}982.608$$

The Reynolds number is greater than 4000 therefore the flow is turbulent. Let us check the entry length $L_{T,\ turbulent}$

بما ان قيمة رقم رينولدز اكبر من (4000) لذا فإن الجريان هو جريان اضطرابي. دعنا الآن نتحقق من قيمة طول المدخل ($L_{T,\ turbulent}$)

$$L_{T,\ turbulent} \approx 10\ D_h \qquad \text{(From Eqn. 5.68)}$$

$$L_{T,\ turbulent} \approx 10 \times 0.24 = 2.4\ m$$

This indicates that the flow becomes fully developed at a distance of 2.4 m in the duct. The entry length in this case is 20% of the total length. Accordingly, we may assume that the flow in the entire length of the duct is fully turbulent. Thus, we can use equation (5.86) to determine the Nusselt number for the cooling process, where n = 0.3

تشير قيمة طول المدخل الى ان الجريان يصبح تام التكوين على بعد مسافة (2.4 m) في القناة. ويشكل طول المدخل في هذه الحالة (20%) من الطول الكلي. وبناءً على ذلك نفتراض ان الجريان في القناة باكملها هو جريان اضطرابي تام التكوين. وعليه يمكننا استخدام المعادلة (5.86) لتقييم رقم نسلت لعملية التبريد, اي ان (n = 0.3)

$$Nu_D = 0.023\ Re^{0.8}\ Pr^n \quad (0.7 \ll Pr \leq 160\ ,\ Re > 10{,}000) \qquad \text{(Eqn.5.86)}$$

$$Nu_D = 0.023 \times 37{,}982.608^{0.8} \times 7.0490^{0.3} = 190.473$$

The heat transfer coefficient will be

وتصبح قيمة معامل انتقال الحرارة

$$Nu_D = \frac{h\,D_h}{k}$$

$$190.473 = \frac{h \times 0.24}{0.029}$$

$$h = 23.015\ W/m^2K$$

We can now estimate the outlet temperature from equation (5.69). To do that, we first determine the surface area of the duct and the mass flow rate of air,

نستطيع الآن تخمين درجة حرارة الهواء الخارج من المعادلة (5.69). ولانجاز ذلك يجب اولاً تقييم المساحة السطحية للقناة ومعدل جريان الهواء الكتلي فيها,

$$A_s = PL = 2\,(0.3 + 0.2) \times 12 = 12\ m^2$$

$$\dot{m} = u_m \times A_c \times \rho = 3.5 \times 0.06 \times 1.043 = 0.219\ kg/s$$

Considering $h = \bar{h}$ and substituting in equation (5.74), we obtain

وباعتبار ($h = \bar{h}$) والتعويض في المعادلة (5.74), نحصل على

$$\frac{(T_s - T_{out})}{T_s - T_{in}} = e^{-\frac{\bar{h}\,A_s}{\dot{m}C_P}} \qquad \text{(Eqn. 5.74)}$$

$$\frac{(65 - T_{out})}{65 - 85} = e^{-\frac{23.015 \times 12}{0.219 \times 1007}}$$

$$65 - T_{out} = \left(-20 \times e^{-\frac{23.015 \times 12}{0.219 \times 1007}}\right) = -5.716$$

$$T_{out} = \underline{70.716^{o}C}$$

We estimate the bulk mean air temperature,

نحسب متوسط درجة حرارة الهواء الجاري,

$$\overline{T}_m, = (T_{out} - T_{in})/2 = (85 + 70.716)/2 = 77.858^{o}C$$

$$\overline{T}_m, = 77.858 + 273 = 350.838K$$

Comment:

The bulk mean air temperature is close to the assumed value 350 K, so it is not necessary to reevaluate the properties of air.

ملاحظة:

لقد وجد ان قيمة متوسط درجة حرارة الهواء مقاربة للقيمة المفترضة (350 K), لذالك ليس الضروري اعادة تقييم خواص الهواء.

Exercise:

If the rectangular duct is replaced by a triangular duct with the length of each side is 0.2-m, how will the value of the exit temperature change?

تمرين:

اذا استبدلت القناة مستطيلة المقطع بقناة مثلثة المقطع طول كل ضلع منها يساوي (0.2-m), فكيف تتغير قيمة درجة حرارة الهواء الخارج؟

5.4 Natural Convection

Thus far, we considered forced convection and developed expressions to determine the heat transfer coefficient for various shapes. The estimation of forced convection heat transfer coefficients is particularly significant in the design of design of heat exchangers. Now, we discuss ***natural*** or ***free convection***, which is characterized by the movement of the fluid caused by ***buoyancy forces***; these forces induce the free convection currents. In this case, there are no pumps or fans to drive the fluid at a high velocity; therefore, the value of the heat transfer coefficient is much lower due to the lower fluid velocity. Natural convection is particularly important in the design of air-conditioning systems, because the calculations are based on the estimation of heat losses or gains by the building. Heat dissipation from electronic and power generating devices is strongly influenced by natural convection.

In what follows, we discuss the physical nature of free convection and present expressions to estimate the heat transfer coefficient for various shapes. We will also consider simultaneous forced and natural convection.

5.4 الحمل الحراري الطبيعي

تطرقنا في الفقرات السابقة الى الحمل الحراري القسري ووضعنا عدداً من المعادلات لتقييم معامل انتقال الحرارة لمختلف الاشكال الهندسية. حيث يُعد تقدير معامل انتقال الحرارة بالحمل الحراري القسري مهم جداً في تصميم المبادلات الحرارية. الآن, نتناول موضوع ***الحمل الحراري الطبيعي*** او ***الحَمل الحراري الحر*** الذي يتميز بحركة المائع الناجمة عن ***قوى الطفو***, اذ تعمل هذه القوى على توليد تيارات الحَمل الحراري الحر. وفي هذه الحالة, لا توجد مضخات او مرواح لدفع المائع بسرعة عالية, لذلك تكون قيمة معامل انتقال الحرارة اقل بكثير نتيجة لانخفاض سرعة المائع. وتجدر الاشارة الى الاهمية الخاصة للحمل الحراري الطبيعي في تصميم منظومات التكيف التي تعتمد حساباتها على تقديركمية الحرارة المفقودة اوالمكتسبة من البنايات. كما ان تبديد الحرارة من الاجهزة لالكترونية واجهزة توليد الطاقة الكهربائية يتم بشكل اساسي من خلال الحمل الحراري الطبيعي.

فيما يلي, سنبحث الطبيعة الفيزيائية للحمل الحراري الحر ثم نضع معادلات لتقييم معامل انتقال الحرارة, وسنتطرق ايضاً الى انتقال الحرارة بواسطة الحمل القسري والحمل الحر في آن معاً.

5.4.1 Mechanism of Natural Convection

We know that hot bodies loose heat in a cooler environment. For example, if a hot vertical plate is exposed to cold air, the temperature of the plate will drop and will continue to drop as long as the temperature of the plate is higher. We soon realize that this cooling process is much slower than using a stream of air. That is to say, cooling the plate by natural convection is slower than that by forced convection. What happens to the air surrounding the plate and how does it cool the plate down? In fact, both types of convection develop a thermal boundary layer around the plate. However, the velocity profile in the natural convection boundary layer is quite different. In this case, the velocity at any point on the plate surface is zero; it increases to a maximum and then decreases to zero at the boundary of the layer where the air is stagnant (Figure 5.11).

5.4.1 ميكانيكية الحمل الحراري الطبيعي

نعلم ان الاجسام الساخنة تفقد الحرارة اثناء وجودها في محيط بارد. فمثلاً اذا تعرضت صفيحة شاقولية ساخنة الى محيط هوائي بارد, ستنخفض درجة حرارتها, ويستمر الانخفاض مادامت درجة حرارتها تفوق درجة حرارة الهواء. وسرعان ما ندرك بان تبريد الصفيحة بهذه الطريقة ابطأ من استخدام تيار هوائي لتبريدها. وهذا يعني ان تبريد الصفيحة بواسطة الحمل الحراري الطبيعي ابطأ من تبريدها بالحمل القسري. فماذا يحدث للهواء المحيط بالصفيحة اثناء عملية التبريد, وكيف يتم تبريد الصفيحة؟ في واقع الحال, تنشأ طبقة متاخمة حرارية للصفيحة في كلا النوعين من الحمل الحراري, الا ان شكل منحنى توزيع السرعة في طبقة الحمل الطبيعي مختلف تماماً, ففي هذه الحالة تزداد السرعة من الصفرعند اي نقطة على سطح الصفيحة الى قيمتها القصوى, ثم تنخفض الى الصفر ثانية عند حدود الطبقة المتاخمة حيث يكون الهواء ساكناً (انظر الشكل 5.11).

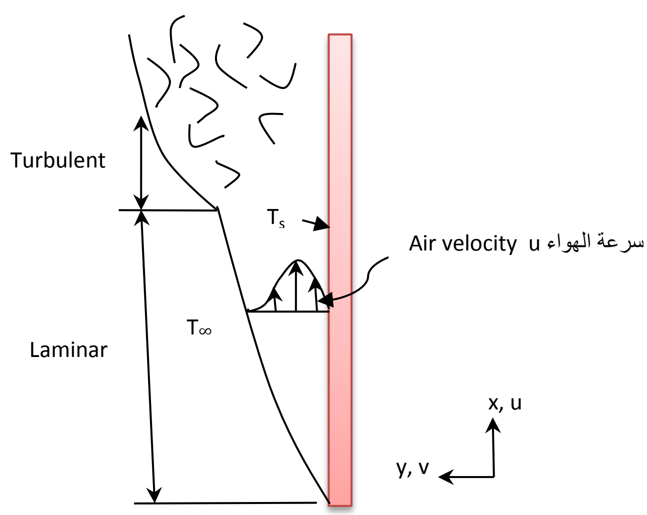


Figure 5.11 الشكل

Natural convection boundary layer on a vertical plate
الطبقة المتاخمة للحمل الطبيعي فوق صفيحة شاقولية

Actually, a laminar boundary layer develops first, and at some distance from the leading edge, eddies are formed and transition to a turbulent boundary layer begins. The onset of transition is determined by the conditions surrounding the layer. At a certain position up the plate, the boundary layer becomes fully turbulent.

في الواقع, تتولد الطبقة المتاخمة الطباقية اولاً, وعند مسافة ما من الحافة الامامية تحددها الظروف المحيطة بالصفيحة تظهر الدوامات حيث يبدأ الانتقال الى الطبقة الاضطرابية, وفي موقع معين من الحافة تتحول الطبقة الى طبقة اضطرابية تماماً .

If we consider two parallel plates with air in between, as shown in Figure 5.10, we may understand how natural convection occurs.

ولو تمعنا فيما يحدث عند تواجد الهواء بين صفيحتين متوازيتين كما يظهر في الشكل 5.10 لربما تفهمنا كيف يحصل انتقال الحرارة بالحمل الطبيعي.

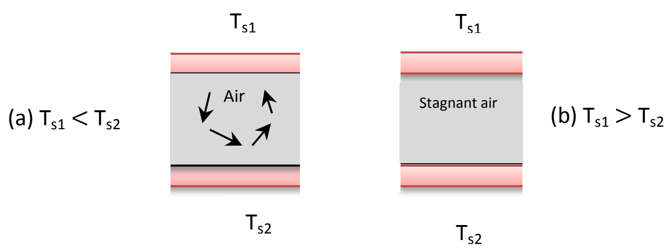


Figure 5.12 الشكل

Air trapped between two parallel plates

الهواء المحصور بين صفيحتين متوازيتين

In Figure 5.12 (a) the upper plate is cooler than the lower one. The layer of air adjacent to the hot plate gets hotter and as a result its density decreases. This causes the layer to rise towards the upper plate. The reason for that is the ***buoyancy force*** exceeds the ***gravity pull*** and the net force cause the layer to move up. In this case, buoyancy is due to the existence of density gradients; therefore buoyancy is proport - ional to density deference, which is proportional to the temperature differen- ce. Further, the upper denser layer will descend to replace the hotter layer due to the action of gravity.

يتضح في الشكل 5.12 (a) ان الصفيحة العليا ابرد من الصفيحة التي تقع تحتها, لذا تزداد درجة حرارة طبقة الهواء الملاصقة للصفيحة الساخنة مما يؤدي الى انخفاض كثافة الهواء, وهذا بدوره يسبب ارتفاع الطبقة نحو الصفيحة العليا. ويعود سبب ذلك الى تفوق ***قوة الطفو*** على ***قوة السحب الى الاسفل*** الناجمة عن الجاذبية, مما يجعل محصلة القوى تدفع الطبقة الى الاعلى. وفي هذه الحالة, يحدث الطفو نتيجة وجود اختلاف او تدرجات في الكثافة, لذا يمكن القول بان الطفو يتناسب طردياً مع مقدار التدرج في الكثافة, والذي يتناسب طردياً مع الفرق بدرجة الحرارة. علاوة على ذلك, تهبط الطبقة الاكثر كثافة لتحل محل الطبقة الساخنة بسبب فعل الجاذبية.

Thus, convective current are set up and circulation of air between the plates follows. Consequently, heat transfer by natural convection is said to be taking place from bottom to top. In case (b), the air is hotter at the top and density gradient does not exist in the gravity direction. The bulk air between the plates remains motionless, and therefore heat transfer occurs by conduction or by combined conduction and radiation.

وهكذا تتولد تيارات الحمل التي تؤدي الى تدوير الهواء بين الصفيحتين. وبالتالي يمكن الاستنتاج بان انتقال الحرارة بواسطة الحمل الطبيعي يحدث من الاسفل الى الاعلى. وفيما يخص الحالة (b), يكون الهواء اكثر سخونة في الاعلى ولن يتولد تدرج بكثافة الهواء نحو الصفيحة السفلى, وعليه يبقى الهواء ساكناً فيحدث انتقال الحرارة بواسطة التوصيل, او ربما بواسطة التوصيل مقروناً بالاشعاع الحراري.

Natural convection may also occur in the form of a plume rising from a submerged hot body in a fluid. The injection of a horizontal jet of hot fluid into a cooler fluid may trigger natural convection in the form of ***buoyant jet***. For example, a vertical motion of water occurs when a jet of hot water from a power station condenser is discharged into a river. This type of heat transfer is considered as free boundary flow convection without a solid boundary and received attention by some workers in the field.

وقد يحدث الحمل الطبيعي على هيئة عمود من المائع يتصاعد من محيط جسم ساخن مغمورفيه. كما ان دفع مائع ساخن افقياً في آخر بارد قد يسبب الحمل الطبيعي على هيئة ***بثق طافي***, وافضل مثال على ذلك هو حركة الماء الشاقولية حين يتم قذف الماء الساخن من مكثفات محطات الطاقة الكهربائية في النهر. ويُعد هذا النوع من انتقال الحرارة بمثابة انتقال بالحمل الحرعبر المائع الجاري وبدون وجود تخم صلب, اي بدون حدود صلبة تحيط به, وقد تلقى هذا الموضوع اهتماما من بعض الباحثين العاملين في مجال الحمل الحراري.

5.4.2 Principle Equations

5.4.2 المعادلات الاساسية

To analyze the heat transfer problem of natural convection, we must first develop the ***momentum differential equation*** for the boundary layer shown in Figure 5.9. The equation is based on equating the sum of external forces to the change of momentum in the x direction through a control volume (dx.dy). If the gravity force is considered as the only major force, the momentum equation in the x direction will be

لانجاز تحليلات مسائل انتقال الحرارة بالحمل الطبيعي, يجب اولاً اشتقاق ***معادلة الزخم التفاضلية*** في الطبقة المتاخمة المبينة في الشكل (5.9). وتستند هذه المعادلة الى اعتبار تغير الزخم بالاتجاه (x) مساوياً الى محصلة مجمل القوى الخارجية المؤثرة في حجم التحكم (dx.dy). ولو جعلنا قوة الجاذبية هي القوة الاساسية الوحيدة فإن معادلة الزخم بالاتجاه (x) تصبح الآتي

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{dP_\infty}{dx} - g + \frac{\mu}{\rho}\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \qquad (5.90)$$

The pressure gradient $\frac{dP_\infty}{dx}$ is the bulk fluid pressure gradient outside the boundary layer, in this region u = 0, thus fuation (5.90) becomes

تدرج الضغط ($\frac{dP_\infty}{dx}$) هو تدرج ضغط المائع الجاري خارج حدود الطبقة المتاخمة, حيث ان السرعة في هذه المنطقة تساوي صفراً (u = 0),وبالتالي تصبح المعادلة (5.90) الآتي

$$\frac{dP_\infty}{dx} = - \rho_\infty g \qquad (5.91)$$

where ρ_∞ is the bulk fluid density outside the boundary layer. Substituting equation (5.91) into equation (5.90) gives

يمثـل (ρ_∞) كثافـة المـائع خـارج حـدود الطبقـة المتاخمـة. وبتعويض المعادلة (5.91) في المعادلة (5.90) ينتج

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}(-\rho_\infty g) - g + (\mu/\rho)\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} = \rho\, g\,(\rho_\infty - \rho) + (\mu/\rho)\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \qquad (5.92)$$

The density difference $(\rho_\infty - \rho)$ can be expressed in terms of the ***volumetric thermal expansion coefficient*** β defined as follows

يمكننا صياغة الفرق بالكثافة ($\rho_\infty-\rho$) بدلالة ***معامل التمدد الحراري الحجمي*** (β) المعرف كالآتي

$$\beta = \frac{1}{V}\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P \approx -\frac{1}{\rho}\frac{\Delta\rho}{\Delta T} = -\frac{1}{\rho}\frac{\rho_\infty - \rho}{T_\infty - T} \qquad (5.93)$$

Substituting into equation (5.92) gives the momentum equation in the form

حيث يعطي التعويض في المعادلة (5.92) معادلة الزخم بالصيغة

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} = g\,\beta\,(T - T_\infty) + \frac{\mu}{\rho}\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \qquad (5.94)$$

The sogution of equation (5.94) requires the energy and mass conservation equations which are the same as the forced convection equations; thus the set of equation will be

يستلزم حل المعادلة (5.94) استخدام معادلتي حفظ الكتلة وحفظ الطاقة, وهما مماثلتان لمعادلتي الحمل القسري, وهكذا تصبح مجموعة المعادلات على النحو الآتي

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} = g\,\beta\,(T - T_\infty) + \upsilon\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$ (Momentum الزخم) (Eqn.5.94)

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$ (Mass الكتلة) (5.95)

$$u\frac{\partial T}{\partial x} + v\frac{\partial T}{\partial y} = \alpha\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$$ (Energy الطاقة) (5.96)

where $\upsilon = \mu/\rho$ known as the ***kinematic viscosity*** in m/s^2 and α is the ***thermal diffusivity***.
For an ideal gas and liquids β in K^{-1} becomes

تسمى $(\upsilon = \mu/\rho)$ ***اللزوجة الكينماتية***, وحداتها (m/s^2), و يمثل الرمز (α) ***النفاذية الحرارية***.
تُعطى قيمة (β) للغاز المثالي وللسوائل بالوحدات (K^{-1}) من

$$\beta = \frac{1}{T}$$ for ideal gas للغاز المثالي (5.97)

$$\beta = -\frac{1}{\rho}\frac{\rho_\infty - \rho_f}{T_\infty - T_f}$$ for liquids للسوائل (5.97-a)

5.4.3 Solution for Vertical plate

The analysis to estimate the heat transfer coefficient for natural convection from a vertical plate was first conducted by ***Squire*** [21] and ***Eckert*** [22] in the 1930s. The complete solution of the momentum and energy equations is available in literature [4]. The solution is based on applying the integral method using ***dimensionless*** temperature and velocity profiles with the appropriate boundary conditions. The final solution provided the expression

5.4.3 حل المعادلات للصفيحة الشاقولية

قام الباحثان ***سكواير*** [21] ***وأكرت*** [22] في ثلاثينيات القرن الماضي بإجرء اول تحليلات تخص تقدير معامل انتقال الحرارة للحمل الحراري الطبيعي من صفيحة شاقولية. وللاطلاع على تفاصيل الحل لمعادلات الزخم والطاقة لهذا الغرض, ننصح بمراجعة المصادر ذات الصلة [4]. يستند الحل الى تطبيق طريقة التكامل باستخدام توزيع لدرجة حرارة ***غير بعدي***, وايضاً توزيع سرعة غير بعدي, مع الشروط الحدودية الملائمة. وقد أنتج الحل النهائي العلاقة الآتية

$$Nu_x = 0.508\,Pr^{1/2}\,(0.952 + Pr)^{-1/4}\,Gr_x^{1/4}$$ (5.98)

where Nu_x is the ***local Nusselt number***, and Gr_x is the ***Grashof number*** defined as

وهنا يمثل (Nu_x) ***رقم نسلت الموقعي*** و (Gr_x) ***رقم كراسهوف*** المعرف بالمعادلة الآتية

$$Gr_x = \frac{g\,\beta\,(T_s - T_\infty)\,x^3}{\upsilon^2} \qquad (5.99)$$

where g is the ***gravitational acceleration***, m/s^2. The value of the Grashof number determines the type of flow for natural convection in a similar role to the Reynolds number with forced convection. The Grashof number is actually the ratio of the ***buoyancy force*** to the ***viscous force***. It follows that the natural convection correlations may take the form

حيث ان (g) هو ***التعجيل الجاذبي*** بوحدات (m/s^2). ان قيمة رقم كراسهوف تحدد نوع او نمط الجريان السائد للحمل الحراري الطبيعي بطريقة مماثلة لاستخدام رقم رينولدز مع الحمل الحراري القسري. وفي واقع الحال فإن رقم كراسهوف يمثل النسبة بين ***قوة الطفو*** الى ***القوة اللزجة***, اي القوة الناجمة عن لزوجة المائع. ومن هنا يمكن التكهن بان معادلات الحمل الحراري الطبيعي قد تتخذ الصيغة

$$Nu_x = f\,(Gr_x, Pr)$$

The average heat transfer coefficient $\bar{h}$ may be determined as follows

ويمكننا تقدير متوسط معامل انتقال الحرارة ($\bar{h}$)على النحو الآتي

$$\bar{h} = \frac{1}{L}\int_0^L h\,dx \quad = \frac{4}{3}\,h_{x=L}$$

The verage Nusselt number $\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}\,L}{k} = \frac{1}{k}\int_0^L \frac{k}{x} Nu_x dx$

$$\overline{Nu}_L = \frac{4}{3}\,Nu_{x=L} \qquad (5.100)$$

5.4.4 Empirical Relations for Natural Convection

5.4.4 العلاقات التجريبية للحمل الحراري الطبيعي

Natural convection-Heat transfer analysis based on solutions of the boundary layer equations may get complex and tedious, particularly at low values of Grashof number. Some analytical relations for natural convection from familiar shapes under certain assumptions are available. However, calculations are usually based on correlating the experimental data in the form

نعلم ان تحليلات انتقال الحرارة التي تستند الى حل معادلات الطبقة المتاخمة قد تكون بالغة التعقيد, خاصة عند القيم المتدنية لرقم كراسوف. ويتوفر في المراجع بعض المعادلات التحليلية للحمل الحراري الطبيعي من الاجسام مألوفة الشكل والتي تم اشتقاقها على اساس افتراضات معينة, الا ان معظم الحسابات تعتمد على ربط المعلومات المختبرية بالصيغة الآتية

$$\overline{Nu}_{Lc} = C\,(Gr_{Lc}\,.Pr)^n = C\,(Ra_{Lc}) \qquad (5.101)$$

where Ra_{Lc} is the ***Rayleigh number***, which is the product of the Grashof and Prantl numbers, and is based on the ***characteristic length*** of the body L_c, thus

حيث ان (Ra_{Lc}) هو ***رقم رايليه*** الذي يساوي حاصل ضرب رقم كراسوف برقم برانتل, وهومُعرّف بدلالة ***الطول المميز*** للجسم (L_c) وفقاً للمعادلة التالية

$$Ra_{Lc} = Gr_{Lc}.Pr = \frac{g\,\beta\,(T_s - T_\infty)L_c^3}{\upsilon\,\alpha} \qquad (5.102)$$

The values of C and n in equation (5.101) depend on the geometrical shape of the surface. The values of n for a vertical plate are typically n = ¼ for laminar flow and n = 1/3 for turbulent flow; the value of C is less than 1. The critical value of the Rayleigh number for vertical plates is about 10^9. Table 5.7 provides simple relations for the average Nusselt number for various shapes; the expressions were developed by researchers in the field of forced convection. All properties of the fluid are to be evaluated at the film temperature T_f. The expressions are used for ***isothermal surfaces*** or assuming the surface temperature is constant at an average value.

تعتمد قيم كل من (n) و (C) في المعادلة (5.101) على الشكل الهندسي للسطح. حيث ان قيم (n) للجريان على الصفيحة الشاقولية هي بحدود (n = 1/4) للجريان الطباقي و (n = 1/3) للجريان الاضطرابي, اما قيمة (C) فهي اقل من الواحد. علماً ان قيمة رقم رايليه الحرجة تساوي (10^9) على وجه التقريب. نعرض في الجدول 5.7 معادلات سهلة الاستخدام لحساب متوسط رقم نسلت لاشكال هندسية مختلفة, وقد تم تطوير العلاقات من قبل الباحثين في مجال الحمل الحراري الطبيعي. وهنا يجب اعتماد درجة حرارة الفيلم (T_f) لتحديد جميع الخواص المتعلقة بالمائع. وتُطبق هذه المعادلات ***للاسطح ثابتة درجة الحرارة***, اوحين يُفترض ثبوت درجة حرارتها عند قيمة وسطية معينة.

Table 5.7 الجدول

Natural convection correlations علاقات تخص الحمل الحراري الطبيعي

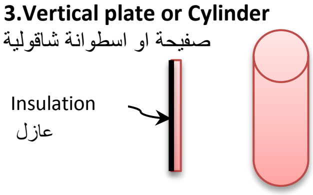
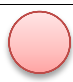
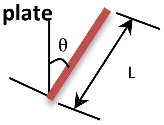
Geometry الشكل الهندسي	**L_c**	**Ra_{Lc}**	**Correlation المعادلة**
1. Horizontal plate Upper surface of hot plate or lower surface of cooled plate *	A/P	$10^4 \le Ra_{Lc} \le 10^7$ $10^7 \le Ra_{Lc} \le 10^{11}$	$\overline{Nu}_{Lc} = 0.54\, Ra_{Lc}^{1/4}$ $\overline{Nu}_{Lc} = 0.15\, Ra_{Lc}^{1/3}$
2. Horizontal plate Lower surface of hot plate or Upper surface of cooled plate *	A/P	$10^5 \le Ra_{Lc} \le 10^{11}$	$\overline{Nu}_{Lc} = 0.27\, Ra_{Lc}^{1/4}$
3.Vertical plate or Cylinder صفيحة او اسطوانة شاقولية 	Height L	$10^4 \le Ra_{Lc} \le 10^9$ $10^9 \le Ra_{Lc} \le 10^{13}$ Churchill and Chu equation for the entire range of Ra_{Lc}	$\overline{Nu}_{Lc} = 0.59\, Ra_{Lc}^{1/4}$ $\overline{Nu}_{Lc} = 0.1\, Ra_{Lc}^{1/3}$ $\overline{Nu}_{Lc} = \{0.825 + \frac{0.387\, Ra_{Lc}^{1/6}}{[1+(0.942/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\}^2$ [23] Use for vertical cylinder if $D \ge 35L/Gr^{1/4}$
4. Vertical cylinder اسطوانة شاقولية Diameter D = Height L 	Diameter D	$10^4 \le Ra_{Lc} \le 10^6$	$\overline{Nu}_{Lc} = 0.775\, Ra_{Lc}^{0.21}$ [24]

Table 5.7 الجدول

Continue **تابع**

Geometry الشكل الهندسي	L_c	Ra_{Lc}	**Correlation المعادلة**
5. Horizontal cylinder اسطوانة افقية 	Diameter D	$10^5 \leq Ra_{Lc} \leq 10^{12}$ Churchill & Chu Eqn.	$\overline{Nu}_{Lc} = \{0.60 + \frac{0.387\, Ra_{Lc}^{1/6}}{[1+(0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\}^2$ **[25]**
6. Sphere جسم كروي 	Diameter D	$Ra_{Lc} \leq 10^{11}$ Churchill Eqn.	$\overline{Nu}_{Lc} = 2 + \frac{0.589\, Ra_L^{1/4}}{(1+(0.469/Pr)^{9/16})^{4/9}}$ **[26]**
7. Inclined plate صفيحة مائلة 	L	------	Same as vertical plate for approximate values. Replace g with g cos θ for $Ra_{Lc} < 10^9$

* المؤشرة ازاء الصفيحة الافقية (Horizontal plate) تعني:
1. السطح العلوي لصفيحة افقية ساخنة او السطح السفلي لصفيحة افقية باردة 2. السطح السفلي لصفيحة ساخنة او السطح العلوي لصفيحة باردة.

The use of the above expressions will be illustrated in the following examples.

سنوضح طريقة استخدام المعادلات اعلاه في الامثلة التالية.

Example 5.12

Two thin metal plates are placed inside a room at 24°C. One of the plates is vertical at 90°C, having an area of 0.5-m x 0.5-m, with one of its sides is completely insulated. The other plate is maintained at 70°C with one surface facing up while the other is insulated. If the area of the horizontal plate is 0.65-m x 0.50-m, determine the total rate of heat transfer from the two plates by natural convection.

المثال 5.12

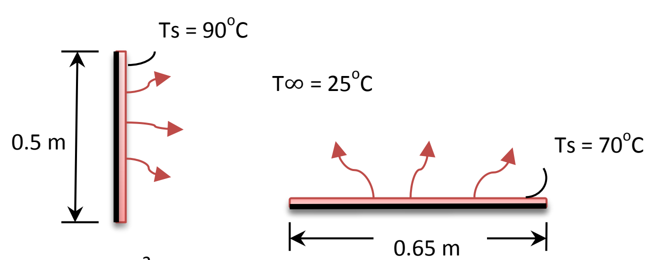
وضعت صفيحتان نحيفتان مصنوعتان من المعدن في غرفة درجة حرارتها (24°C). وكانت مساحة احداهما (0.5-m x 0.5-m) ودرجة حرارتها (90°C), و هي مثبتة بوضع شاقولي حيث كان احد سطحيها معزولاً تماماً. وبلغت درجة حرارة الصفيحة الآخرى (70°C) حيث كان احد سطحيها متجهاً الى الاعلى والآخر معزول حرارياً. فاذا علمت ان مساحة الصفيحة الافقية (0.65-m x 0.50-m), اوجد معدل انتقال الحرارة الكلي بالحمل الطبيعي من الصفيحتين.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



$g = 9.81\ m^2/s$

Find:

المطلوب ايجاده:

The total rate of heat transfer from the plates

معدل انتقال الحرارة الكلي من الصفيحتين

Assumptions:

الافتراضات:

1. Steady state conditions.
2. Air is an ideal gas.
3. Properties of air constant at 1 atm.

1. ظروف حالة الاستقرار سائدة.
2. الهواء غاز مثالي.
3. خواص الهواء ثابتة عند الضغط الجوي (1 atm).

Analysis:

التحليلات:

For the vertical plate, the air properties at the film temperature which is (T_f = 24 + 90)/2 = 57°C = 330 K, are

فيما يخص الصفيحة الشاقولية, نستخرج خواص الهواء عند درجة حرارة الفيلم [T_f = (24 + 90)/2 = 57°C = 330 K], و هي

ρ = 1.076 kg/m^3, C_p = 1007 L/kg.K, k = 0.0283 W/m.K, μ = 1.99 x 10^{-5} Ns/m^2

We now calculate the Prandtl and Rayleigh numbers,

نحسب قيمة كل من رقم براندتل ورقم رايليه,

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} = \frac{1007 \text{ x } 1.99 \text{ x } 10^{-5}}{0.0283} = 0.708$$

$$Ra_{Lc} = Gr_{Lc}.Pr = \frac{g\,\beta\,(T_s - T_\infty)L_c^3}{\upsilon\,\alpha} \qquad \text{(Eqn. 5.102)}$$

We read the characteristic length from table 5.7

نقرأ الطول المميز من الجدول (5.7)

L_c for a vertical plate = L = 0.5 m

$\beta = 1/T_f$ = 1/330 = 0.00303 , $\upsilon = \mu/\rho$ = 1.99 x 10^{-5}/1.076 = 1.849 x 10^{-5} m^2/s

$$\alpha = \frac{k}{\rho\, C_p} = \frac{0.0283}{1.076 \text{ x } 1007} = 2.61 \text{ x } 10^{-5} \text{ m/s}^2$$

$$Ra_{Lc} = \frac{9.81 \text{ x } 0.00303 \text{ x } (90-24)\, 0.5^3}{1.99 \text{ x } 10^{-5} \text{ x } 2.61 \text{ x } 10^{-5}} = 4.72 \text{ x } 10^8$$

The Nusselt number can be obtained from the appropriate equation given in table 5.7.

نحسب رقم نسلت من المعادلة المناسبة لهذه الحالة من الجدول 5.7.

We have a vertical cylinder with ($10^4 \leq Ra_{Lc} \leq 10^9$), thus the applicable equation is

لـدينا صـفيحة شـاقولية مـع ($10^4 \leq Ra_{Lc} \leq 10^9$), اذن المعادلة التي تنطبق في هذه الحالة هي

$$\overline{Nu}_{Lc} = 0.59\ Ra_{Lc}^{1/4}$$

$$\overline{Nu}_{Lc} = 0.59 \times (4.72 \times 10^8)^{1/4} = 86.963$$

$$\overline{Nu}_{Lc} = \frac{\bar{h}\ L_c}{k}$$

$$86.963 = \frac{\bar{h}\ \times 0.5}{0.0283}$$

$$\bar{h} = 4.922\ W/m^2K$$

The rate of heat transfer q can be determined from Newton's law of cooling,

والآن نستطيع تقدير معدل انتقال الحرارة (q) من قانون نيوتن للتبريد,

$$q = \bar{h}\ A_s\ (T_s - T_\infty) = 4.922 \times (0.5)^2 \times (90 - 24) = 81.213\ W$$

Likewise, the rate if heat transfer will be evaluated for the horizontal plate. The air properties, at the film temperature $T_f = (70 + 24)/2 = 47^oC = 320$ K, are

وبنفس الاسلوب, نقييم معدل انتقال الحرارة من الصفيحة الافقية, حيث نستخرج خواص الهواء عند درجة حرارة الفيلم اي [$T_f = (70 + 24)/2 = 47^oC = 320$ K], وهي

$$\rho = 1.110\ kg/m^3,\quad C_p = 1006\ L/kg.K,\quad k = 0.0268\ W/m.K,\ \mu = 1.94 \times 10^{-5}\ Ns/m^2$$

The Prandtl number and Rayleigh number values will be

وتصبح قيم رقم براندتل ورقم رايليه الآتي

$$Pr = \frac{C_p\ .\ \mu}{k} = \frac{1006 \times 1.94 \times 10^{-5}}{0.0268} = 0.728$$

$$\beta = 1/T_f = 1/320 = 0.00312,\qquad \upsilon = \mu/\rho = 1.94 \times 10^{-5}/1.110 = 1.747 \times 10^{-5}\ m^2/s$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho\ C_p} = \frac{0.0268}{1.11 \times 1006} = 2.40 \times 10^{-5}\ m/s^2$$

$$L_c = A/P = (0.65 \times 0.5)/(2 \times 0.65 + 2 \times 0.5) = 0.141\ m$$

$$Ra_{Lc} = \frac{g\ \beta\ (T_s - T_\infty) L_c^3}{\upsilon\ \alpha} = \frac{9.81 \times 0.00312 \times (70 - 24)\ 0.141^3}{1.747 \times 10^{-5} \times 2.40 \times 10^{-5}} = 9.413 \times 10^6$$

The Nusselt number for the horizontal plate is determined from the same relation, thus

نحسب رقم نسلت للصفيحة الافقية باستحدام نفس العلاقة, اذن

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{Lc} = 0.59\ \mathrm{Ra}_{Lc}^{1/4}$$

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{Lc} = 0.59 \times (9.413 \times 10^{6})^{1/4} = 32.68$$

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{Lc} = \frac{\bar{h}\ L_c}{k}$$

$$32.68 = \frac{\bar{h}\ \times 0.141}{0.0268}$$

$$\bar{h} = 6.211\ \mathrm{W/m^2K}$$

$$q = \bar{h}\ A_s\ (T_s - T_\infty) = 6.211 \times (0.65 \times 0.5) \times (70 - 24) = 92.854\ \mathrm{W}$$

So, the total rate of heat transfer will be

وهكذا تصبح قيمة معدل انتقال الحرارة الكلي الآتي

81.213 + 92.854 = <u>174.06 W</u>

Comments:

1. The heat lost by natural convection from the vertical plate is more than that from the horizontal plate, because the characteristic length for the horizontal plate is shorter.
2. In this case, the heat lost by thermal radiation may well be significant and cannot be ignored.
3. The values of Prandtl number, kinematic varicosity and thermal diffusivity may be extracted from some of the published properties tables directly.

الملاحظات:

1. الحرارة المفقودة بواسطة الحمل الحراري الطبيعي من الصفيحة الشاقولية يفوق الحرارة المفقودة من الصفيحة الافقية, لان الطول المميز للصفيحة الافقية هو الاقصر.
2. قد تكون كمية الحرارة المفقودة بالاشعاع الحراري في هذه الحالة مؤثرة بحيث لايمكننا اهمالها.
3. نستطيع استخراج قيممة كل من رقم براندتل و اللزوجة الكينماتية والنفاذية الحرارية من بعض جداول الخواص المنشورة.

Example 5.13

A horizontal steam pipe 20-cm in diameter passes through a room at 15°C. If the outer surface of the pipe is maintained at a temperature of 120°C. Calculate the natural convection-heat loss per unit length.

المثال 5.12

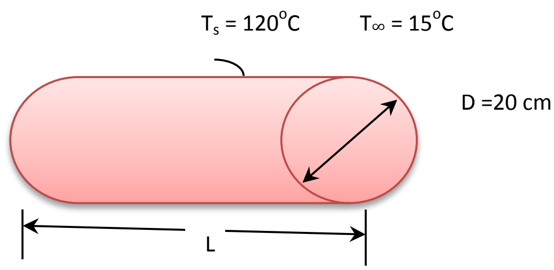
انبوب قطره (20-cm) ينقل بخار الماء الساخن عبر غرفة درجة حرارتها (15°C). فاذا كانت درجة حرارة سطح الانبوب الخارجي (120°C), احسب كمية الحرارة المفقودة بالحمل الحراري الطبيعي لكل وحدة طول.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



Find:

Heat loss per unit length, (unit length = 1m)

المطلوب ايجاده:

الحرارة المفقودة لكل وحدة طول اي لكل متر من طول الانبوب

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Air is an ideal gas.
3. Properties of air constant at 1 atm.

الافتراضات:

1. ظروف حالة الاستقرار سسسائئئدة.
2. الهواء غاز مثالي.
3. خواص الهواء ثابتة عند الضغط الجوي (1 atm).

Analysis:

The properties at the film temperature, T_f = (120 + 15)/2 = 67.5°C = 340.5 K are

التحليلات:

خواص الهواء عند درجة حرارة الفيلم,
(T_f = (120 + 15)/2 = 67.5°C = 340.5 K) هي

$$\rho = 1.043\ kg/m^3,\quad C_p = 1007\ L/kg.K,\quad k = 0.0290\ W/m.K,\quad \mu = 2.03 \times 10^{-5}\ Ns/m^2$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} = \frac{1007 \times 2.03 \times 10^{-5}}{0.0290} = 0.705$$

$\beta = 1/T_f = 1/340.5 = 0.00293$, $\upsilon = \mu/\rho = 2.03 \times 10^{-5}/1.043 = 1.946 \times 10^{-5}$ m²/s

$$\alpha = \frac{k}{\rho\, C_p} = \frac{0.029}{1.043 \times 1007} = 2.761 \times 10^{-5} \text{ m/s}^2$$

L_c from table 5.7 = D = 0.2 m

$$Ra_{Lc} = \frac{g\,\beta\,(T_s - T_\infty)L_c^3}{\upsilon\,\alpha} = \frac{9.81 \times 0.00293 \times (120-15)\,0.2^3}{1.946 \times 10^{-5} \times 2.761 \times 10^{-5}} = 4.493 \times 10^7$$

From table 5.7, the Nusselt number equation for this horizontal cylinder is

نقرأ من الجدول 5.7 معادلة رقم نسلت لهذه الاسطوانة الافقية وهي

$$\overline{Nu}_{Lc} = \{0.60 + \frac{0.387\, Ra_{Lc}^{1/6}}{[1+ (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\}^2$$

$$\overline{Nu}_{Lc} = \{0.60 + \frac{0.387 \times (4 \times 10^7)^{1/6}}{[1+ (0.559/0.705)^{9/16}]^{8/27}}\}^2$$

$$\overline{Nu}_{Lc} = 45.037$$

$$\overline{Nu}_{Lc} = \frac{\bar{h}\, L_c}{k}$$

$$45.037 = \frac{\bar{h} \times 0.2}{0.0290}$$

$\bar{h}$ = 6.530 W/m²K

$q/L = \bar{h}\, A_s\, (T_s - T_\infty) = 6.530 \times (\pi \times 0.2)\,(120 - 15)$

q/L = <u>430.806 W/m</u>

Comments:

الملاحظات:

1. The pipe loses heat by radiation as well. The amount of radiation depends on the properties of the pipe surface as well the surface temperature. In this case, the temperature of the surface is 120°C, thus

1. يفقد الانبوب الحرارة بواسطة الاشعاع اضافة الى الحمل الحراري, , ويعتمد مقدار الحرارة الفقودة بالاشعاع على خواص سطح الانبوب وعلى درجة حرارة سطحه. وبما ان درجة حرارة السطح في هذه الحالة هي (120°C), لذا فإن

radiation may well exceed natural convection.

2. Note that steam pipes are normally insulated and the surface temperature may not reach 120°C.

الاشعاع الحراري قد يفوق الحمل الحراري الطبيعي.

2. تجدر الملاحظة بأن انابيب البخار الساخن تكون عادة معزولة حرارياً, لذلك قد لا تصل درجة الحرارة الى (120°C).

5.4.5 Natural Convection with Constant Heat Flux

5.4.5 الحمل الحراري الطبيعي بثبوت الفيض الحراري

If the heat flux q'' is known, the unknown ***dependent variable*** will be the temperature difference ΔT. The temperature will appear in the Nusselt number and hence in the Rayleigh number as well. To avoid complications, we define a ***modified Rayleigh number*** Ra_x^* which is independent of temperature eifferene, as

اذا كان الفيض الحراري (q'') معلوماً, يتحول الفرق بدرجة الحرارة (ΔT) الى ***مُتغيرٍ تابع*** ومجهول المقدار. وستظهر درجة الحرارة في رقم نسلت وبالتالي في رقم رايليه ايضاً مما يجعل الحل معقداً. ولتلافي تعقيدات الحل سنُعرّف ***رقم رايليه المعدل*** (Ra_x^*) الذي لا يعتمد على الفرق بدرجة الحرارة بالصيغة الآتية

$$Ra_x^* = Ra_x\, Nu_x = \frac{g\, \beta\, (T_s - T_\infty)\, x^3}{\upsilon\, \alpha}\, \frac{q''\, x}{(T_s - T_\infty) k}$$

$$\text{Since } Nu_x = \frac{h_x\, x}{k} \quad \text{and } h = \frac{q''}{(T_s - T_\infty)}$$

$$Ra_x^* = \frac{g\, \beta\, q''\, x^4}{k\, \upsilon\, \alpha} \qquad (5.103)$$

Many empirical expressions based on the modified Rayleigh number have been reported in literature [27, 28, 29]. Most of the experiments were focused on free convection from vertical and inclined surfaces to water under constant-heat flux conditions. However ***Curchil and Chu*** [23] adopted a general equation that applies to constant-heat flux from vertical surfaces. In this case, the Nusselt number is based on the uniform heat flux and on the temperature difference ($T_{s,\, average} - T_\infty$), with the surface temperature being taken at the center of the plate height (x = L/2), thus

وقد طور الباحثون عدة معادلات تجريبية تستند الى رقم رايليه المعدل [27, 28, 29], حيث اجريت معضم تجارب الحمل الحراري الطبيعي على اسطح شاقولية او بوضع مائل باستخدام الماء تحت ظروف ثبوت الفيض الحراري. الا ان الباحثان ***تشرتشل وتشو*** [23] وضعا معادلة عامة للاسطح الشاقولية التي تتعرض لفيض حراري ثابت المقدار. و في هذه الحالة, يُحسب رقم نسلت على اساس كل من الفيض المنتظم وفرق درجة الحرارة ($T_{s,\, average} - T_\infty$), حيث تُتخذ درجة حرارة السطح عند منتصف الصفيحة, اي عندما يكون ارتفاعها مساوياً الى (x = L/2), والمعادلة هي

$$\overline{Nu}_L^{\,1/4}\,(\overline{Nu}_L - 0.68) = \frac{0.67\,(Ra_L^*)^{1/4}}{[1+(0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \qquad (5.104)$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{q''\,L}{(T_{s,average} - T_\infty)k} \qquad \left(\text{since } \overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}\,L_c}{k} \text{ and } q'' = \bar{h}\,\Delta T\right)$$

For $\overline{Nu}_L \geq 5$, the correlation is reduced to

وحين يكون $(\overline{Nu}_L \geq 5)$ تُختزل المعادلة الى

$$\overline{Nu}_L = \frac{0.73\,(Ra_L^*)^{1/5}}{[1+(0.492/Pr)^{9/16}]^{16/45}} \qquad (5.105)$$

Example 5.14

المثال 5.14

A vertical metal plate is 3-m x 3-m in area has one side thermally insulated. The other side receives a uniform heat flux of 750 W/m^2. If the heat lost to the surrounding at 25^{o}C is assumed to be by natural convection, determine the average surface temperature of the plate.

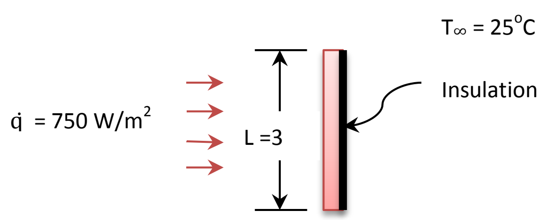
صفيحة معدنية مثبتة شاقولياً مساحتها (3-m x 3-m), احد سطحيها معزول حراريا, وكان السطح الاخر معرض لفيض حراري منتظم قدره (750 W/m^2). فاذا كانت الحرارة تتسرب الى محيط درجة حرارته (25^{o}C) بواسطة الحمل الحراري الطبيعي, جد متوسط درجة حرارة سطح الصفيحة.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



Find:

المطلوب ايجاده:

The average temperature of the plate surface $T_{s,\,average}$

متوسط درجة حرارة سطح الصفيحة $(T_{s,\,average})$

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Air is an ideal gas.
3. Properties of air constant at 1 atm.
4. Heat loses by ntural convection only.

الافتراضات:

1. ظروف حالة الاستقرار سائدة.
2. الهواء غاز مثالي.
3. خواص الهواء ثابتة عند الضغط الجوي.
4. يفقد السطح حرارته بواسطة الحمل الحراري الطبيعي فقط.

Analysis:

التحليلات:

The surface temperature is unknown, hence we need to assume a value for the heat transfer coefficient, say h = 9 W/m^{2}K, and then estimate the film temperature T_f. Since all the incoming heat flux is dissipated by natural convection, thus

بما ان درجة الحرارة مجهولة لذا يقتضي ان نفترض قيمة لمعامل انتقال الحرارة, ولتكن (h = 9 W/m^{2}K) ثم نحسب درجة حرارة الفيلم. ولما كان الفيض الحراري الواصل الى الصفيحة يتبدد بواسطة الحمل الحراري الطبيعي, اذن

$$q'' = h\,(T_{s,\,average} - T_\infty)$$

$$750 = 9\,(T_{s,\,average} - 25)$$

$$T_{s,\,average} = 108.33$$

$$T_f = (108.33 + 25)/2 = 66.66^oC$$

The air properties at 66.66^{o}C = 339.66 K are

خواص الهواء عند (66.66^{o}C = 339.66 K) هي

$$\rho = 1.043\ kg/m^3,\quad C_p = 1007\ L/kg.K,\quad k = 0.0290\ W/m.K,\ \mu = 2.03 \times 10^{-5}\ Ns/m^2$$

We now apply equation (5.105) to find $\overline{Nu}_L$ with x = L = 0.3 m,

والآن نطبق المعادلة (5.105) باتخاذ (x = L = 0.3 m),

$$\overline{Nu}_L = \frac{0.73\,(Ra_L^*)^{1/5}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{16/45}} \qquad \text{(Eqn. 5.105)}$$

$$Pr = \frac{C_p\,.\,\mu}{k} = \frac{1007 \times 2.03 \times 10^{-5}}{0.0290} = 0.705$$

$$Ra_L^* = \frac{g\,\beta\,\dot{q}\,\,x^4}{k\,\upsilon\,\alpha} \qquad \text{(Eqn. 5.103)}$$

$$\beta = 1/T_f = 1/339.66 = 0.00294, \qquad \upsilon = \mu/\rho = 2.03 \times 10^{-5}/1.043 = 1.946 \times 10^{-5}\ m^2/s$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho\,C_p} = \frac{0.029}{1.043 \times 1007} = 2.761 \times 10^{-5}\ m/s^2$$

$$Ra_L^* = \frac{g\,\beta\,q^{"}\,x^4}{k\,\upsilon\,\alpha} = \frac{9.81 \times 0.00294 \times 750 \times 0.3^4}{.0290 \times 1.946 \times 10^{-5} \times 2.761 \times 10^{-5}} = 10.349 \times 10^{10}$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{0.73\,(10.349 \times 10^{10})^{1/5}}{[1+(0.492/0.705)^{9/16}]^{16/45}} = 94.25$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{q^{"}\,L}{(T_{s,average} - T_\infty)k}$$

$$94.25 = \frac{750 \times 0.3}{(T_{s,average} - 25)\,0.0290}$$

$T_{s,average}$ = 107.319°C

The calculated value if $T_{s,average}$ is 107.319°c which is close to the estimated value 108.33°C. Therefore, the guessed value of h = 9 W/m²K is close to the real value and there is no need for further iterations.Hence, the average surface temperature can be considered 107.319°C.

نلاحظـان قيمـة درجـة الحـرارة المحسـوبة ($T_{s,average}$) تساوي (107.319°c), وهي مقاربة من القيمة المقدرة (108.33°C). لذا تُعد القيمـة المفترضـة لمعامـل انتقـال الحرارة (h = 9 W/m²K) مقاربـة الـى القيمـة الحقيقيـة ولا ضرورة لاعادة الحسابات. وهكذا يمكن اعتبـار قيمـة متوسـط درجـة حـرارة سـطح الصـفيحة مسـاوية الـى (107.319°C.).

Comments:

1. The surface temperature value of 107.319°C indicates that the cooling by natural convection is ineffective.
2. If the calculated value of the temperature is significantly different from the estimated value, which was based on a guessed value of h, the calculations would have to be repeated based on the last calculated value of h from ($\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}\,L_c}{k}$). The Iterations in this case continue until the last two values of temperature converge.

الملاحظات:

1. تشير قيمـة درجـة حـرارة سـطح الصـفيحة البالغـة (107.319°C) الـى ان التبريـد بالحمـل الحـراري الطبيعي غير فعال.
2. لو كانت قيمة درجة الحرارة المحسوبة تختلف كثيراً عن القيمـة المقـدرة التـي حُسبت علـى اسـاس قيمـة مفترضة لمعامل انتقال الحرارة (h), لتطلب الامر اعـادة الحسـابات اعتمـاداً الـى آخـر قيمـة محسـوبة لمعامـل انتقـال الحـرارة مـن المعادلـة ($\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}\,L_c}{k}$). وهكذا يستمر تكرار الحسابت حتى تتقارب قيمتي درجة الحرارة.

Exercise:

Repeat the calculations of example 5.14 considering a starting guessed value for the heat transfer coefficient h = 5 W/m²K.

تمرين:

كرر حسابات المثال 5.14 مفترضا قيمة ابتدائيـة لمعامل انتقال الحرارة بحدود (h = 5 W/m²K).

5.4.6 Natural Convection in Enclosures

In some engineering applications, natural convective heat exchange may occur between surfaces separated by an enclosed fluid. Good examples are the annuli of concentric tubes or spheres separated by a cryogenic fluid, solar collectors and conservation of energy in buildings. Also, the window insulation by a double-glazing system is another situation where an enclosure between two sheets is formed. Natural convection within enclosures occurs as a result of the fluid motion due to temperature gradients. However, the existence of natural convection combined with conduction through the layer of air may create a complex heat transfer model. We will now look at convection inside different shapes of enclosures.

5.4.6 الحمل الحراري الطبيعي في التجاويف

في بعض التطبيقات الهندسية, يحدث احياناً الحمل الحراري الطبيعي بين سطحين يتوسطهما حيز مغلق مملوء بالمائع. وافضل الامثلة على ذلك هو انتقال الحرارة في الحلقة الحاصلة بين انبوبين متمركزين, وكذلك في حالة تواجد سائل التبريد بين سطح كروي يحيط به سطح آخر, وفي المجمعات الشمسية, وفي وسائل حفظ الطاقة في المباني. هذا بالاضافة الى طريقة عزل الشبابيك باستخدام الالواح الزجاجية المزدوجة حيث يتواجد الهواء في المجال المحصور بين اللوحين. والمعلوم ان الحمل الحراري الطبيعي يحدث نتيجة حركة المائع في التجاويف بسبب وجود تدرجات في درجة الحرارة, الا ان حدوثه متزامناً مع التوصيل الحراري عبر طبقة الهواء قد يؤدي الى نموذج حسابات معقد لتقييم انتقال الحرارة.

دعنا الآن نتطرق الى الحمل الحراري داخل اشكال مختلفة من التجاويف.

Vertical Rectangular Enclosures

Consider a fluid inside a vertical enclosure of height H and width s (Figure 5.13). The fluid layer adjacent to the hotter surface rises and a cooler layer descends to replace it. Consequently, a rotational motion is set up that enhances convective heat transfer. The lower and upper surfaces are insulated and hence considered ***adiabatic***.

التجاويف الشاقولية مستطيلة المقطع

لنتخذ مائعاً محبوساً في تجويف شاقولي ارتفاعه (H) وعرضه (s) كما هو مبين في الشكل 5.13. ترتفع طبقة المائع المتاخمة للسطح الساخن ويحل محلها طبقة باردة مما يسبب حركة دورانية تعزز انتقال الحرارة بالحمل. علماً ان السطحين السفلي والعلوي معزولان حراريا ولذلك يمكن اعتبارهما سطحين ***بدون تبادل حراري*** (سطحين اديباتين).

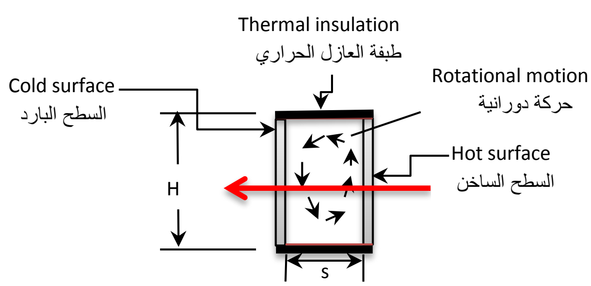


Figure 5.13 الشكل

Vertical enclosure التجويف الشاقولي

To estimate the Nusselt number, the following relations are recommended [30] for liquids within a vertical enclosure of height H and space width s

وقد وضعت العلاقات الآتية [30] لتقدير قيمة رقم نسلت للسوائل المحصورة في تجويف شاقولي ارتفاعه (H) وعرضه (s)

$$\overline{Nu}_s = 0.42\, Ra_s^{1/4}\, Pr^{0.012} \left(\frac{H}{s}\right)^{-0.3} \qquad (5.106)$$

$$\left[10 \le \frac{H}{w} \le 40,\quad 1 \le Pr \le 2 \times 10^4,\quad 10^4 \le Ra_s \le 10^7\right]$$

Where, $Ra_s = \dfrac{g\, \beta\, (T_{s,hot} - T_{s,cold})\, s^3}{\upsilon\, \alpha}$

$$\overline{Nu}_s = 0.46\, Ra_s^{1/3} \qquad (5.107)$$

$$\left[1 \le \frac{H}{s} \le 40,\quad 1 \le Pr \le 2\,0,\quad 10^6 \le Ra_s \le 10^9\right]$$

For gases, the following correlations are applied [31]

و للغازات, تُطبق العلاقات التالية [31]

$$\overline{Nu}_s = 0.197\, Ra_s^{1/4} \left(\frac{H}{s}\right)^{-1/9} \qquad (5.108)$$

$$\left[11 \le \frac{H}{s} \le 42,\quad 0.5 \le Pr \le 2,\quad 2 \times 10^3 \le Ra_s \le 2 \times 10^5\right]$$

$$\overline{Nu}_s = 0.073\, Ra_s^{1/3} \left(\frac{H}{s}\right)^{-1/9} \qquad (5.109)$$

$$\left[11 \le \frac{H}{s} \le 42,\quad 0.5 \le Pr \le 2,\quad 2 \times 10^5 \le Ra_s \le 2 \times 10^7\right]$$

The same equations can be applied to estimate natural convection inside vertical-inclined enclosures by replacing g in the Ra_s expression by g cos θ, where the inclination angle $\theta \le 20^o$. The width of the enclosure s in this arrangement is used to evaluate the nusselt number.

كما يمكن استخدام المعادلات نفسها لتقييم الحمل الحراري الطبيعي في التجاويف الشاقولية المائلة, وذلك باحلال (g cos θ) محل (g) في معادلة حساب (Ra_s), شريطة ان تكون زاوية الميل ($\theta \le 20^o$). وهنا يستخدم عرض التجويف (s) لتقييم رقم نسلت لهذه المنظومة.

Horizontal Rectangular Enclosure

Horizontal enclosures exhibit natural convection criteria according to the position of the hotter surface. When the hotter surface is at the top, there will be no heat transfer by natural convection. That is because the lighter hot layers of fluid will be on top and will not cause a rotational motion within the enclosure. Thus, heat transfer is primarily by conduction within the fluid, Fourier law is applicable and $Nu_s = 1$. When the hotter plate is at the bottom, the hotter light fluid rises towards the colder plate. Once the Rayleigh number exceeds the critical value of 1708, the onset of convection currents begins in the form of hexagonal cells. As Rayleigh number get up to $Ra_s > 3 \times 10^3$, the cells break down and the fluid motion becomes turbulent a, in this case the Rayleeigh number is determined from

التجاويف الافقية مستطيلة المقطع

يتخذ الحمل الحراري الطبيعي في التجاويف الافقية نمطاً معيناً يحدده موقع السطح الاكثر سخونة. فاذا كان السطح الاكثرسخونة في الاعلى, لن يحصل انتقال حرارة بالحمل الطبيعي, وذلك لان طبقات المائع الساخنة الخفيفة تبقى في الاعلى فلن تسبب حركة دورانية داخل التجويف. ويقتصرانتقال الحرارة على التوصيل بين اجزاء المائع, حيث يمكن تطبيق قانون فورير باعتبار ($Nu_s = 1$). اما اذا كان السطح الساخن في الاسفل فسترتفع طبقات الهواء المسخنة الى الاعلى متجهة نحو الصفيحة الاقل سخونة. وعندما يتجاوز رقم رايليه القيمة الحرجة البالغة (1708), يبدأ نشوء تيارات الحمل الطبيعي على هيئة خلايا سدساسية. حيث تنفجر هذه الخلايا عند بلوغ قيمة رقم رايليه ($Ra_s > 3 \times 10^3$) فتصبح حركة المائع اضطرابية, وفي هذه الحالة يتم تقييم رقم راليه من المعادلة

$$Ra_s = \frac{g\,\beta\,(T_{s,hot} - T_{s,cold})\,s^3}{\upsilon\,\alpha} \qquad (5.110)$$

where s is the distance between the two surfaces (Figure 5.14); properties are evaluated at the film temperature

(s) هو المسافة الفاصلة بين السطحين, كما هو مبين في الشكل 5.14, وهنا يتم تقييم الخواص عند درجة حرارة الفيلم

$$T_f = ½ (T_{s,hot} + T_{s,cold})$$

$$T_f = ½ (T_{s1} + T_{s2})$$

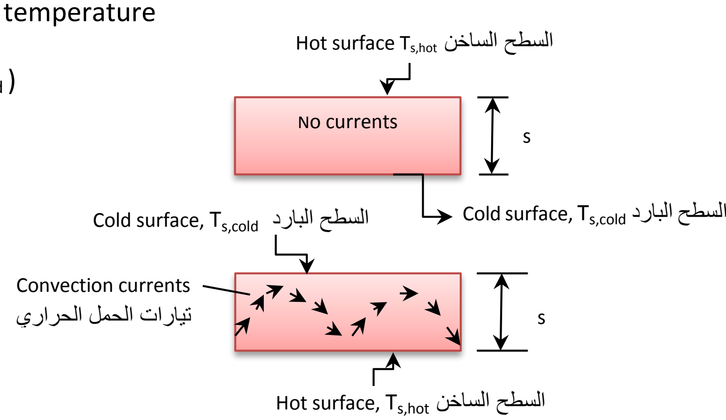


Figure 5.14 الشكل

Horizontal enclosure التجويف الافقي

A correlation has been proposed to evaluate an approximate value for the Nusselt number in the form [32]

وقد ضعت العلاقة الآتية لايجاد قيم تقريبية لرقم نسلت [32]

$$\overline{Nu}_s = 0.069\, Ra_s^{1/3}\, Pr^{0.074} \qquad 3 \times 10^5 \le Ra_s \le 7 \times 10^9 \qquad (5.111)$$

However, more correlations have been developed for natural convection in horizontal enclosures that may contain a gas or a liquid [33, 34, 35, 36], some of these are:

ومع ذلك, فقد طور الباحثون المزيد من المعادلات التجريبية لتقييم الحمل الحراري الطبيعي في التجاويف الافقية التي قد تحتوي غازاً او سائلاً [33, 34, 35, 36], سنذكر بعضها:

For gases,

بالنسبة للغازات,

$$\overline{Nu}_s = 0.212\, Ra_s^{1/4} \qquad [0.5 \le Pr \le 2,\ 7 \times 10^3 \le Ra_L \le 3.2 \times 10^5] \qquad (5.112)$$

$$\overline{Nu}_s = 0.061\, Ra_s^{1/3} \qquad [0.5 \le Pr \le 2,\ Ra_s > 3.2 \times 10^5] \qquad (5.113)$$

and for liquids,

وللسوائل,

$$\overline{Nu}_s = 0.375\, Ra_s^{0.2} \qquad [1 \le Pr \le 5000,\ 6 \times 10^3 \le Ra_s \le 3.7 \times 10^4] \qquad (5.114)$$

$$\overline{Nu}_s = 0.13\, Ra_s^{0.3} \qquad [1 \le Pr \le 20,\ 3.7 \times 10^4 \le Ra_s \le\ \times 10^8] \qquad (5.115)$$

$$\overline{Nu}_s = 0.057\, Ra_s^{1/3} \qquad [1 \le Pr \le 20,\ Ra_s > 10^8] \qquad (5.116)$$

5.4.7 Natural Convection in Concentric Cylinders & Spheres

5.4.7 الحمل الحراري الطبيعي في الاسطوانات المتمركزة وفي الكرات المتمركزة

For a gas or liquid inside a horizontal annulus of concentric tubes of space width (s), the following equation has been proposed:

وضعت المعادلة الاتية لوجود الغاز او السائل في حلقة بين انبوبين متمركزين ممتدين افقياً عرض المسافة بينهما (s):

$$\overline{Nu}_s = 0.11\, Ra_s^{0.29} \qquad [1 \le Pr \le 5000,\ 6.3 \times 10^3 \le Ra_s \le 10^6] \qquad (5.117)$$

$$\overline{Nu}_s = 0.40\, Ra_s^{0.20} \qquad [1 \le Pr \le 5000,\ 10^6 \le Ra_s \le 10^8] \qquad (5.118)$$

and for gas or liquid inside the annulus of concentric spheres, space width s:

ولوجود الغاز او السائل في حلقة بين شكلين كرويين عرضها (s):

$$\overline{Nu}_s = 0.228\, Ra_s^{0.226} \quad [0.7 \le Pr \le 4000\,,\ 10^2 \le Ra_s \le 10^9] \qquad (5.119)$$

5.4.8 Rate of heat Transfer in Enclosures

The characteristic length L_c and the surface area A_s are

5.4.8 معدل انتقال الحرارة في التجاويف

تُحسب المساحة السطحية (A_s) والاطوال المميزة (L_c) على النحو التالي

$$L_{c\,(annulus)} = ½\,(D_{outer} - D_{inner}) \quad \text{(Cylindrical and spherical annuli للتجويف بين اسطوانتين او بين كرتين)} \qquad (5.120)$$

$$A_{s\,(enclosure)} = H\,.\,L_c \quad \text{(Rectangular space تجويف مستطيل المقطع)} \qquad (5.121)$$

$$A_{s\,(annulus)} = \frac{\pi\, L\,(D_{outer} - D_{inner})}{\ln \frac{D_{outer}}{D_{inner}}} \quad \text{(Concentric cylinders اسطوانتان متمركزتان)} \qquad (5.122)$$

$$A_{s\,(annulus)} = \pi\,(D_{outer}.\,D_{inner}) \quad \text{(Concentric spheres كرتان متمركزتان)} \qquad (5.123)$$

The rate of heat transfer by natural convection q (W) through an enclosure may be evaluated from

ويمكننا تقدير قيمة معدل انتقال الحرارة بالحمل الطبيعي (q) بوحدات (W) خلال اي تجويف من

$$q = \bar{h}\, A_s\,(T_{s,hot} - T_{s,cold})$$

$$\bar{h} = \frac{k\,\overline{Nu}_s}{s}$$

$$q = k\,\overline{Nu}_s\, A_s\,\frac{T_{s,hot} - T_{s,cold})}{s} \qquad (5.124)$$

Comparing equation (5.124) with Fourier's law of conduction reveals that natural convection in enclosures is analogous to heat conduction through the fluid layer. Thus, we can replace $k\,\overline{Nu}_s$ by an ***effective thermal conductivity*** k_{eff} of the enclosure to obtain

عند مقارنة المعادلة (5.124) بقانون فورير يتضح ان الحمل الحراري الطبيعي في التجاويف مماثل للتوصيل الحراري خلال طبقة المائع, لذا نستطيع احلال ***الموصلية الحرارية الفعالة*** للتجويف (k_{eff}) محل ($\overline{Nu}_s$ k) لنحصل على

$$q = k_{eff}\, A_s \frac{T_{s,hot} - T_{s,cold})}{s} \qquad (5.125)$$

When the effective thermal conductivity k_{eff} equals the thermal conductivity of the fluid k, heat transfer will take place by conduction only and in this case $\overline{Nu}_s = 1$.

وحين تصبح الموصلية الحرارية الفعالة (k_{eff}) مساوية للموصلية الحرارية للمائع (k) سيكون انتقال الحرارة بواسطة التوصيل فقط , وفي هذه الحالة يكون ($\overline{Nu}_s = 1$).

Example 5.15

Air is trapped in the space between two concentric tubes. The outer tube diameter is 10-cm whose wall temperature is 85°C. The inner tube wall diameter is 7-cm and its temperature is 30°C. Determine the rate of heat transfer per unit length through the annulus.

المثال 5.15

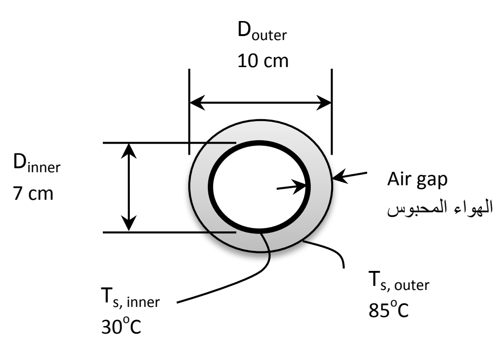
اذا كان الهواء محبوساً في حلقة بين انبوبين متمركزين, وكان قطر الانبوب الخارجي (10-cm) ودرجة حرارته (85°C) وقطر الانبوب الداخلي (7-cm) ودرجة حرارته (30°C), اوجد معدل انتقال الحرارة لوحدة الطول من خلال الحلقة بين الانبوبين.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



Find:

The rate of heat transfer per unit length through the annulus

المطلوب ايجاده:

معدل انتقال الحرارة لوحدة الطول خلال الحلقة بين الانبوبين

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Air is an ideal gas.
3. Properties of air constant at 1 atm.
4. Radiation is negligible.

الافتراضات:

1. ظروف حالة الاستقرار سائدة.
2. الهواء غاز مثالي.
3. خواص الهواء ثابتة عند الضغط الجوي.
4. يهمل تأثير الاشعاع الحراري.

Analysis:

التحليلات:

Properties of air at the average temperature

نستخرج خواص الهواء عند متوسط درجة الحرارة

Average temperature = ½ ($T_{s,hot}$ + $T_{s,cold}$) = (85 +30)/2 = 57.5°C = 330.5 K

ρ = 1.076 kg/m^3, C_p = 1007 L/kg.K, k = 0.0283 W/m.K, μ = 1.99 x 10^{-5} Ns/m^2

The Rayleih number is determined as follows

نحدد قيمة رقم رايليه على النحوالآتي

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} = \frac{1007 \text{ x } 1.99 \text{ x } 10^{-5}}{0.0283} = 0.708$$

$$\beta = 1/T_f = 1/330 = 0.00303 \qquad , \qquad \upsilon = \mu/\rho = 1.99 \text{ x } 10^{-5}/1.076 = 1.849 \text{ x } 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho\, C_p} = \frac{0.0283}{1.076 \text{ x } 1007} = 2.61 \text{ x } 10^{-5} \text{ m/s}^2$$

$$L_c = s = ½ (D_{outer} – D_{inner}) = (10 -7)/2 = 1.5 \text{ cm} = 0.015 \text{ m}$$

$$Ra_s = \frac{g\,\beta\,(T_{s,hot} - T_{s,cold})\,s^3}{\upsilon\,\alpha} \qquad \text{(Eqn.110)}$$

$$Ra_s = \frac{9.81 \text{ x } 0.0033\ (85-30\ )\ 0.015^3}{1.849 \text{ x } 10^{-5} \text{ x } 2.61 \text{ x } 10^{-5}} = 12.452 \text{x } 10^3$$

The natural convection Nusselt number is then calculated by equation (5.117),

ثم نحسب قيمة رقم نسلت للحمل الحراري الطبيعي من المعادلة (5.117),

$$\overline{Nu}_s = 0.11\ Ra_s^{0.29} \qquad [1 \le Pr \le 5000\ ,\ 6.3 \text{ x}10^3 \le Ra_{Lc} \le 10^6] \qquad \text{(Eqn. 5.117)}$$

$$\overline{Nu}_s = 0.11\ 12452^{\ 0.29} = 1.694$$

The rate of heat transfer in the annulus is determined from equation (5.124)

ونحدد معدل انتقال الحرارة في الحلقة بين الانبوبين من المعادلة (5.124)

$$q = k\,\overline{Nu}_s\,A_s\,\frac{T_{s,hot} - T_{s,cold})}{L_c} \qquad \text{(Eqn.5.124)}$$

$$A_s = \frac{\pi\,L\,(D_{outer} - D_{inner})}{\ln\frac{D_{outer}}{D_{inner}}}$$

$$A_s/L = = \frac{\pi\,(D_{outer} - D_{inner})}{\ln\frac{D_{outer}}{D_{inner}}} = \frac{\pi\,(0.1 - 0.07)}{\ln\frac{0.1}{0.07}} = 0.2642\ m^2$$

$$q/L = 0.0283 \times 1.694 \times 0.2642\ \frac{85 - 30}{0.015} = \underline{46.441\ W/m}$$

Comments:

If the effect of radiation is considered, the actual rate of heat transfer will be higher than 46.441 W/m.

الملاحظات:

اذا اخذنا تأثير الاشعاع الحراري بعين الاعتبار, سيكون معدل انتقال الحرارة الحقيقي اعلى من (46.441 W/m).

Exercise:

A vertical double glazing window 0.75-m wide and 1.-m high, consists of two glass sheets with 1.5-cm air-gap in-between. If the outer glass surface temperature is 10°C and the inner is at 24°C. Compute the heat loss through the window. Assume that the only mode of heat transfer through the gap is natural convection.

تمرين:

يتألف شباك شاقولي عرضه (0.75-m) وارتفاعه (1.7-m) من طبقة هواء سمكها (1.5-cm) محصورة بين صفيحتين زجاجيتين . فاذا كانت درجة حرارة سطح الزجاج الخارجي (10°C) ودرجة السطح الداخلي (24°C), احسب كمية الحرارة المفقودة من خلال الشباك. افترض ان الحرارة تنتقل خلال طبقة الهواء بواسطة الحمل الحراري الطبيعي فقط.

5.4.9 Combined Natural and Forced Convection

We know that natural convection currents arise as a result of temperature difference within the fluid. Thus, forced convection is likely to be coupled with natural convection due to temperature gradients; this is particularly true at low fluid velocities.

5.4.9 تزامن الحمل الحراري الطبيعي والقسري

نعلم ان تيارات الحمل الحراري الطبيعي تنشأ نتيجة اختلاف درجات الحرارة في اجزاء المائع. لذا يمكن ان يتزامن الحمل الحراري الطبيعي مع الحمل الحراري القسري بسبب وجود التدرجات في درجة حرارة المائع الجاري. وهذا يحدث خصيصاً عند السرع المنخفضة للمائع الجاري.

The heat transfer coefficient is a strong function of the fluid velocity. Thus at high velocities, it is reasonable to ignore the influence of natural convection. The criterion to assess the significance of natural convection relative to forced convection is the parameter Gr/Re^2. For a hot vertical plate was found to be [37],

وبما ان معامل انتقال الحرارة هو دالة للسرعة ويتاثر بها بشكل فعال, لذا نستطيع اهمال تاثير الحمل الحراري الطبيعي عند السرع العالية. الا ان المعيار الذي يحدد اهمية الحمل الحراري الطبيعي نسبة الى الحمل الحراري القسري هو قيمة النسبة (Gr/Re^2), فمثلاً للصفيحة الشاقولية توصل الباحثون الى [37],

If

اذا كان

$$Gr/Re^2 \leq 0.1$$

Natural convection is negligible يُهمل الحمل الحراري الطبيعي

$$0.1 \leq Gr/Re^2 \leq 10$$

Combined natural and forced convection يحدث الحمل الحراري الطبيعي والقسري معاً

$$Gr/Re^2 \geq 10$$

Forced convection is negligible يُهمل الحمل الحراري القسري

The direction of the ***buoyant motion*** relative to flow has a strong influence on convection heat transfer. Three cases have been identified, these are

1. ***Assisting flow***; the buoyant motion is in the same directyon as the forced motion. In this case natural convection enhances the rate of heat transfer. A good example is the flow upwards over a vertical hot plate.
2. ***Opposing flow***; in this case the the buoyant motion and the the forced motion have opposite directions. Thus, natural convection inhibits the rate of heat transfer. The flow of a fluid upwards over a vertical cold plate is an example of this situation.

وقد تبين ان اتجاه ***حركة تيارات الطفو*** نسبة الى اتجاه جريان المائع تؤثر بشكل قوي في انتقال الحرارة بالحمل, حيث تم تحديد ثلاث حالات, هي

1. ***الجريان المساعد***, حيث تكون حركة تيارات الطفو في نفس الاتجاه لجريان المائع القسري. وفي هذه الحالة يعمل الحمل الحراري على تعزيز معدل انتقال الحرارة, وافضل مثال على ذلك هو جريان المائع من أسفل الى أعلى سطح صفيحة شاقولية ساخنة.
2. ***الجريان المعاكس***, تكون حركة تيارات الطفو في هذه الحالة معاكسة لاتجاه جريان المائع القسري, لذا يؤثر الحمل الحراري الطبيعي على معدل انتقال الحرارة بشكل سلبي. وتحصل هذه الحالة اثناء جريان المائع من أسفل الى أعلى صفيحة شاقولية باردة.

3. ***Transverse flow***; this is where the buoyant motion is perpendicular to the forced motion. The rate of heat transfer is enhanced due to mixing. The flow of a fluid a cross a heated sphere is a typical transverse flow arrangement.

3. ***الجريان الاعتراضي***, في هذه الحالة تكون حركة تيارات الطفو عمودية على اتجاه جريان المائع, لذا يتعزز معدل انتقال الحرارة بسبب نشوء التيارات التي تؤدي الى الخلط بين اجزاء المائع. ويُعد جريان المائع عبر الجسم الكروي مثالاً نموذجياً لذلك.

In practice, the rate of heat transfer by combined natural and forced convection is to be based on the two components. The contribution of each component is determined by the following approximate relation:

في التطبيقات العملية, يُحسب معدل انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي المتزامن مع الحمل الحراري القسري على اساس مقدار تأثير كل منهما , حيث يتم تحديد مدى مساهمة كل نمط من العلاقة التقريبية الاتية:

$$Nu_{combined}^{n} = Nu_{natural}^{n} \mp Nu_{forced}^{n} \qquad (5.126)$$

The ∓ sign is applied according to the type of flow; it will be a plus sign for assisting or transverse flow, and a minus sign for opposing flow. The convection components are determined from the correlations for pure natural or forced convection. The value of n depends on geometry; it is found to be 3 for vertical surfaces and 3 ≤ n ≤4 for horizontal surfaces.

توضع علامة ∓ حسب نوع الجريان, ففي حالة حدوث جريان مساعد او جريان اعتراضي تُستخدم علامة الجمع, بينما تُستخدم علامة الطرح للجريان المعاكس. حيث يتم تقييم مقدار الحمل الحراري الطبيعي او القسري من العلاقات الخاصة بكل نمط. وقد وجد ان قيمة (n) تعتمد على الشكل الهندسي للجسم, وهي (3) للاسطح الشاقولية و (3 ≤ n ≤4) للاسطح الافقية.

Further studies on combined forced and natural convection may be cited in literature [38, 39, 40].

وللاطلاع على المزيد من الدراسات في مجال الحمل الحراري الطبيعي المتزامن مع الحمل الحراري القسري ننصح بمراجعة المصادر [38, 39, 40].

References & Suggested Reading المراجع

1. F. P. Incropera. D. P. DeWitt, T.L. Bergman, and A. S. Lavine. *Introduction to Heat Transfer*. 5th ed. John Wiley & Sons, 2007.
2. Yunus A. Çencel. *Heat Transfer A Practical Approach*. International ed. McGraw Hill, 1998.
3. J. H. Lienhard IV and J. H. Lienhard V. *A Heat Transfer Textbook*. 4th ed. Phlogiston Press, 2017.
4. J.P Holman. *Heat Transfer*, 10th ed. McGraw Hill, 2010.
5. F. Kreith, R. N, Manglik and M. S. Bohn. *Principles of Heat Transfer*. 7th ed. Cengage learning, 2011.
6. W. H. McAdams. *Heat Transmissions*. 3rd ed. McGraw Hill, 1954.
7. A. P. Colburn. *Trans. Am. Inst. Chem. Eng*., 29, 174, 1933.
8. T. H. Chilton and A. P Colburn. *Ind. Eng. Chem*., 26, 1183, 1934.
9. H. Schlichting. *Boundary Later theory*, Springer, New York, 2000.
10. H.Coutanceau and J. R. Defaye. *Appl. Mech. Rev.,* 44, 225, 1991.
11. W. M. Kays, M.E. Crawford and B. Weigand. *Convective Heat and Mass Transfer*, 4th ed. McGraw-Hill, 2005.
12. R. Hilbert. *Forsch.Geb. Ingenieurwes*, 4, 215, 1933.
13. J. D. Knudsen and D. L. Katz. *Fluid Dynamics and Heat Transfer*, McGraw-Hill, 1958.
14. M. Jacob. *Heat Transfer, Vol*. 1, Wiley, New York, 1949.
15. S W. Churchill and M.Bernstein. *J. Heat Transfer*, 99, 300, 1977.
16. S. Whitaker. *AICHE, J*, 18, 361, 1972.
17. A.Zukauskas. Heat Transfer from tubes in Cross Flow, *Advances in Heat Transfer*, Vol. 8, Academic Press, 1972.
18. B. S. Petukhov. *Advances in Heat Transfer*, Vol. 6, Academic Press, 1970.
19. A. P. Colburn. *Trans. AIChE*, 29, 174, 1933.
20. F. W. Dittus and L. M. K. Boelter. *Univ. Calif. (Berekely) Pub. Eng.,* Vol. 2, 1930.
21. G. Goldstein. editor, *Modern Development in Fluid Mechanics*, Vol. 2, Oxford Uni. Press, New York, 1938.
22. E. R. G. Eckert and R. M. D. Drake. Jr., *Analysis of Heat and Mass Transfer*, Hemisphere Publishing Corp., Washington, D.C., 1987.
23. S. W. Churchill and H. H. S. Chu. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 18, 1323, 1975.
24. E. M. Sparrow and M. A. Ansari. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 26, 1357, 1983.
25. S. W. Churchill and H. H. S. Chu. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 18, 1049, 1975.
26. S. W. Churchill. “Free Convection around Immersed Bodies” *Heat exchanger Design Handbook*, section 2.5.7, Befell House, New York, 2002.
27. G.C. Viet. *J. Heat Transfer*, 91, 511, 1969.
28. G.C. Viet, and C. K. Lin. *J. Heat Transfer*, 91, 517, 1969.
29. G.C. Viet. *Trans. ASME*, 91, 511, 1969.
30. R. K. Macgregor and A. P. Emry. *J. Heat Transfer*, 91, 391, 1969.

31. J.P Holman. *Heat Transfer*, 4th ed. McGraw-Hill, 1976.
32. G. D. Raithby and K. G. T. Hollands. *Advances in Heat Transfer*, Vol. 11, Academic Press, New York, pp 265-315, 1975.
33. K. G. T Hollands. G. D. Raithby and L. Konicek, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 18, 879, 1975.
34. E. Schmidt. *Proc. Int. Heat Transfer Conf., Boulder, Col*., ASME, 1961.
35. J. G. A. Graff and E. F. M. Van der Held. *App. Sci. Res*., ser. A, 3, 391, 1952.
36. R. J. Goldstein and T. Y. Chu. *Prog.Heat Mass Transfer*, 2, 55, 1969.
37. J. R. Lloyd, and E. M. Sparrow. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 13, 434, 1970.
38. S. W. Churchill. “Combined Free and Forced Convection in Channels” *Heat exchanger Design Handbook*, section 2.5.10, Begell House, New York, 2002.
39. B. Metais and E. R. G Eckert. J. Heat Transfer, 86, 295, 1964.
40. C. K. Brown, and W. H. Gauvin. *Conf. J. Chem. Eng*., Vol. 43, No. 6, Pp 306, 313, 1965.
41. M. N. Ozisik. *Heat Transfer-A Basic Approach*. McGraw- Hill, 1985.

Problems

المسائل

Convection over a Flat Plate

5.1 Water at 20°C flows over a 3-m x 1.5-m flat plate with a velocity of 2.3 m/s. Calculate the average friction coefficient and the total drag. (Properties of water at 20°C to be read from tables in the Appendix)

5.2 Air at 310 K and 1 atm flows over a flat plate whose width is 1-m at a speed of 2 m/s. Determine the boundary-layer thickness at distances of 30-cm and 50-cm from the leading edge of the plate. The density of air may be taken as 1.17 kg/m^3.

5.3 Engine oil at 90°C runs over a metal plate at 30°C with a velocity of 2.5 m/s. If the area of the plate is 6-m x 2-m, calculate the rate of heat loss from the plate to the oil.

5.4 Air at 1 atm and 305 K flows across the hot surface of a 50-cm x 50-cm flat plate. The hot side-surface of the plate is maintained at 355 K, and the free-stream velocity of air is 50 m/s. Calculate the rate of heat transfer from hot surface of the plate and the acting drag force.

5.5 A flat plate 3.5 m long and 1.0 m wide is maintained at 67°C. Air at 300 K is blown over the plate with a velocity of 40 km/h in a direction parallel to the longer dimension. Compute the heat flux in watts per square meter at locations of 45 cm, 1.0 m and 3.5m from the leading edge. What will be the total heat heat loss from the entire surface of the plate?

الحمل الحراري فوق الصفيحة المستوية

5.1 يجري الماء فوق صفيحة مستوية مساحتها (3-m x 1.5-m) بسرعة مقدارها (2.3 m/s). احسب متوسط معامل الاحتكاك وقوة الجر الكلية (استخرج خواص الماء عند درجة الحرارة (20°C) من الجداول في الملحق)

5.2 يجري هواء درجة حرارته (310 K) وضغطه (1 atm) فوق سطح صفيحة مستوية عرضها (1-m) بسرعة مقدارها (2 m/s). اوجد سمك الطبقة المتاخمة على مسافة (30-cm) و (50-cm) من حافة الصفيحة الامامية. علماً ان كثافة الهواء تساوي (1.17 kg/m^3).

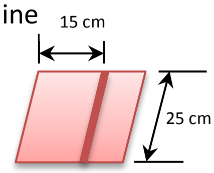
5.3 ينساب زيت محركات درجة حرارته (90°C) فوق سطح صفيحة معدنية درجة حرارتها (30°C) بسرعة مقدارها (2.5 m/s). فاذا كانت مساحة الصفيحة (6-m x 2-m), احسب معدل فقدان الحرارة من الصفيحة الى الزيت.

5.4 يجري الهواء بضغط (1 atm) ودرجة الحرارة (305 K) عبر السطح الساخن لصفيحة مستوية مساحتها (50-cm x 50-cm). فاذا أُبقيت درجة حرارة السطح الساخن عند (355 K), وسرعة تيار الهواء بحدود (50 m/s), احسب معدل انتقال الحرارة من السطح الساخن وقوة الجر المؤثرة فيه.

5.5 صفيحة مستوية طولها (3.5 m) وعرضها (1.0 m) ودرجة حرارتها (67°C). نُفخ الهواء بدرجة الحرارة (300 K) فوق الصفيحة بسرعة مقدارها (40 km/h) وباتجاه موازٍ لطولها. احسب الفيض الحراري بوحدات واط لكل متر مربع في كل من المواقع التي تبعد (45 cm, 1.0 m, 3.5m) من الحافة الامامية. ما مقدار الحرارة المفقودة الاجمالية من سطح الصفيحة باكمله؟

5.6 Water at 15°C flows over a 25 x 25-cm square plate with a velocity of 2.2 m/s. A thin metal piece, 7-mm wide, is placed on the surface of the plate at a distance of 15- cm from the leading edge. If the metal piece is heated to a temperature of 45°C, determine the heat lost from the metal piece.

5.6 يجري ماء درجة حرارته (15°C) فوق صفيحة مربعة الشكل مساحتها (25-cm x 25-cm) بسرعة مقدارها (2.2 m/s). ثُبتت قطعة معدنية عرضها (7-mm) فوق سطح الصفيحة على بعد (15-cm) من الحافة الامامية. فاذا سُخنت القطعة المعدنية الى درجة الحرارة (45°C), حدد كمية الحرارة المفقودة منها.



5.7 Glycerin at 12°C runs over a 30-cm x 20-cm flat plate with a velocity of 1.8 m/s. If the plate surface is isothermal at 35°C, compute the heat lost by the plate for flow parallel to the longer side and for flow parallel to the shorter side.

5.7 ينساب سائل الكليسرين بدرجة الحرارة (12°C) فوق صفيحة مستوية مساحتها (30-cm x 20-cm) بسرعة (1.8 m/s). فاذا كانت درجة حرارة السطح ثابتة عند (35°C), احسب كمية الحرارة المفقودة من الصفيحة في حالتي الجريان الموازى لطول الصفيحة والموازي لعرضها.

5.8 Air at 17°C flows over a 3-m long plate at 57°C with a velocity of 1.85 m/s. Calculate the local friction and local heat transfer coefficients at intervals of 0.5-m and plot the results against the distance from the leading edge.

5.8 يجري الهواء بدرجة الحرارة (17°C) فوق صفيحة طولها (3-m) بسرعة مقدارها (1.85 m/s). احسب معامل الاحتكاك الموقعي ومعامل انتقال الحرارة الموقعي لعدد من المواقع التي تفصل بينهما مسافة (0.5-m), ثم ارسم خطاً بيانياً للنتائج مقابل المسافة ابتداء من الحافة الامامية.

5.9 A flat plate subject to air flow on both sides at velocity of 22 m/s. The area of the plate is 1.2-m x 0.7-m and its temperature is 360 K. If the air flow is parallel to the longer side, determine the total heat transfer rate from the plate.

5.9 تتعرض صفيحة مستوية لتيار من الهواء يمر فوق سطحيها بسرعة (22 m/s), حيث ان مساحة الصفيحة تساوي (1.2-m x 0.7-m) ودرجة حرارتها (360 K). فاذا كان جريان الهواء موازياً للجانب الطويل, احسب معدل انتقال الحرارة الاجمالي من الصفيحة.

5.10 Air at 300 K and 1 atm flows over a 25-cm-square plate at a velocity of 12 m/s. The plate maintains a constant heat flux of 720 W/m^2. Calculate the plate temperature at locations of 6-cm, and 25-cm from the leading edge.

5.10 يجري هواء درجة حرارته (300 K) وضغطه (1 atm) فوق صفيحة مربعة الشكل بسرعة مقدارها (12 m/s). فاذا كان الفيض الحراري للسطح ثابتاً عند (720 W/m^2), احسب درجة حرارة الصفيحة في كل من المواقع التي تبعد (6-cm) و (25-cm) من الحافة الامامية.

5.11 Consider 10-cm-square plate that produces a constant heat flux. Water at 15°C runs over the plate at a velocity of 3.2 m/s. Determine the amount of heat which can be

5.11 صفيحة مربعة الشكل طول ضلعها (10-cm) تولد فيضاً حرارياً ثابتاً. ينساب الماء بدرجة الحرارة (15°C) وبسرعة (3.2 m/s) فوق سطحها, اوجد كمية

dissipated when the plate temperature is not to exceed 78°C.

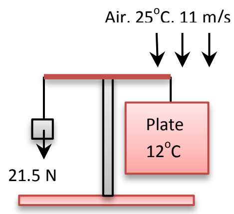
الحرارة التي يمكن تبديدها في حالة عدم تجاوز درجة حرارة الصفيحة (78°C).

5.12 Thin steel plates at 600 K are conveyed from heat treatment and are cooled by a stream of air parallel to the longer side. The velocity of air is 12 m/s and its temperature is 300 K. If each plate has an area of 0.75-m x 0.5-m, determine the rate of cooling of each surface.

5.12 تُبرد صفائح رقيقة مصنوعة من الصلب الحديدي درجة حرارتها (600 K) بواسطة تيار هوائي موازي لطولها, وذلك اثناء نقلها من عملية المعالجة الحرارية. فاذا كانت سرعة جريان الهواء (12 m/s) ودرجة حرارته (300 K) وكانت مساحة الصفيحة الواحدة تساوي (0.75-m x 0.5-m), اوجد معدل التبريد لكل سطح من سطحيها.

5.13 A thin square plate 06-cm x 0.6-cm is balanced by a weight of 21.5 N. Air at 25°C is blown downwards over both surfaces of the plate with a velocity of 11 m/s.

5.13 يتوازن ثقل صفيحة رقيقة مربعة الشكل مساحتها (06-cm x 0.6-cm) بثقل مقداره (21.5 N). فاذ هب تيار من الهواء فوق سطحيها من الاعلى الى الاسفل بدرجة الحرارة (25°C) وبسرعة (11 m/s),



Estimate the extra weight to be added in order to balance the plate in this case. If the plate was initially at 12 °C, what is the rate of heat transfer to the plate?

احسب مقدار الثقل الذي يجب اضافته لتحقيق التوازن مع الصفيحة لهذه الحالة. اذا كانت درجة حرارة الصفيحة الابتدائية (12°C), فما هو معدل انتقال الحرارة اليها؟

5.14 The amount of incident solar radiation on the top surface of a parked truck is 600 W/m^2. The truck roof is 2.5-m wide, and the absorptivity of the top surface is 0.4. Wind is blowing a cross the width of the roof at a velocity of 3 km/h, while the atmospheric temperature is 25°C. If the inside of the roof is thermally insulated and the heat loss by radiation is negligible, determine the temperature of the top surface of the truck.

5.14 اذا علمت ان قيمة الاشعاع الشمسي الساقط على السطح العلوي لشاحنة متوقفة يساوي (600 W/m^2), وان عرض سقفها (2.5-m) وامتصاصية سطحها (0.4). وكانت الرياح تهب عبر سطحها العرضي بسرعة مقدارها (3 km/h), في حين كانت درجة حرارة الجو تسجل (25°C). فاذا كان سقف الشاحنة معزولاً من الداخل,حدد درجة حرارة سطحها العلوي مهملاً تأثير الاشعاع الحراري.

5.15 Air at 17°C flow across a flat heater with a velocity of 12 m/s. The heater dimensions are 0.5-m x 0.5-m. If the air flow induces a drag force of 0.24 N, compute the electrical power required to maintain a surface temperature of 137°C at the rear edge.

5.15 يجري هواء درجة حرارته (17°C) بسرعة مقدارها (12 m/s) فوق سخان على هيئة صفيحة مستوية ابعادها (0.5-m x 0.5-m). فاذا كان جريان الهواء يسبب قوة جر مقدارها (0.24 N), احسب القدرة الكهربائية اللازم تزويدها الى السخان لابقاء درجة الحرارة عند الحافة الخلفية بحدود (137°C).

Convection from Cylinders and Spheres

5.16 Air at 1 atm and 30°C flows across a 4.0-cm-diameter cylinder at a velocity of 45 m/s. The cylinder surface is maintained at a temperature of 144°C. Compute the heat loss per unit length of the cylinder.

5.17 An electric current is passed through a wire having a diameter of 0.4-mm raising its temperature to 54°C. If an air stream at 1 atm and 20°C is blown across the wire with a velocity of 35 m/s. determine the heat loss per unit length of the wire.

5.18 Liquid ammonia at 15°C and 1 atm is passed across a horizontal cylinder at a velocity of 4 m/s. The cylinder is 120 cm long and has a diameter of 2.5 cm. If the surface is maintained at a temperature of 35°C, determine the heat lost by the cylinder.

5.19 Determine the heat transfer rate per unit length for flow over a wire whose diameter is 0.027-mm, and it is maintained at 67°C. The calculation should be done for (*a*) air at 23°C and 1 atm and (b) water at 23°C; take the stream velocity $u_\infty = 7$ m/s for air and $u_\infty = 5.5$ m/s for water.

5.20 A Pipeline carries hot oil at 45°C; wind blows across the 2-ft-diameter pipe at a velocity of 15 m/s and a temperature of −18°C. Calculate the heat loss per meter of pipe length.

5.21 Air at a velocity of 10 m/s flows across a 5-cm-square cylinder at 73°C. If the air temperature is 21°C and the pressure is 1 atm, calculate the heat loss from the cylinder per meter of length.

الحمل الحرلاري من الاجسام الاسطوانية والكروية

5.16 يجـري هـواء درجـة حرارتـه (30°C) وضـغطه (1 atm) عبرسـطح جسـم اسـطواني قطـره (4.0-cm) بسـرعة جريـان مقدارها (45 m/s). فـاذا أُبقيت درجـة حرارة سطح الجسم عند (144°C), احسب فقدان الحرارة لكل وحدة طول من الجسم الاسطواني.

5.17 يسـري تيـار كهربـائي فـي سلك قطـره (0.4-mm) فيرفـع درجـة حرارتـه الـى (54°C). فـاذا مُـرر تيـار مـن الهواء ضـغطه (1 atm) ودرجـة حرارتـه (20°C) عبـر سـطح السـلك بسـرعة (35 m/s), اوجـد كميـة الحـرارة المفقودة لكل وحدة طول من السلك.

5.18 يجـري سـائل الامونيـا عنـد درجـة حـرارة (15°C) وضـغط (1 atm) عبـر سـطح اسـطوانة افقيـة بسـرعة (4 m/s). فـاذا علمـت ان طـول الاسـطوانة (120 cm) وقطرها (2.5 cm), وان درجة حرارة سطحها مثبتة عند (35°C), اوجد الحرارة المفقودة من الاسطوانة.

5.19 حدد معدل انتقال الحرارة لكل وحدة طول لجريان مـــائع عبرســـطح ســـلك اســـطواني الشـــكل قطـــره (0.027-mm) ودرجـة حرارتـه (67°C). ينبغـي اجـراء الحســـابات لمـــائعين, همـــا (أ) هـــواء درجـــة حرارتـــه (23°C) وضـغطه (1 atm) و (ب) مـاء بدرجـة الحـرارة (23°C). إتخـذ سـرعة جريـان الهـواء ($u_\infty = 7$ m/s) وسرعة جريان الماء ($u_\infty = 5.5$ m/s).

5.20 انبـوب قطـره (2-ft) ينقـل نفطـاً سـاخناً عنـد درجـة حرارة مقدارها (45°C). تهب الرياح عبـر سـطح الانبـوب بسـرعة (15 m/s) ودرجـة حـرارة بحـدود (−18°C). احسب الحرارة المفقودة من الانبوب لكل متر طول.

5.21 يجري الهواء بسرعة (10 m/s) عبر سطح جسم مربـع المقطـع طـول ضـلعه (5-cm) ودرجـة حرارتـه (73°C). فاذا كانت درجة حرارة الهواء (21°C) وضغطه (1 atm), احسب الحـرارة المفقودة لكل متر من طـول الجسم.

5.22 Air at 1 atm and 20^0 C is blown across a 6.0-cm-diameter tube and a 6.0-cm-square tube with a velocity of 15 m/s. If the wall temperature is maintained at 54°C, calculate the rate of heat transfer per meter length for each case.

5.22 يجري تيار من الهواء, ضغطه (1 atm) ودرجة حرارته (20^0 C), عبر جدران انبوب قطره (6.0-cm) وقناة مربعة المقطع طول ضلع مقطعها (6.0-cm), حيث كانت سرعة الهواء (15 m/s). فاذا أبقيت درجة حرارة الجدران عند (54°C), احسب معدل انتقال الحرارة لكل متر طول من الانبوب وكذلك من القناة.

5.23 An electrical transmission line has a resistance of 0.0023 ohm per meter length carries a current of 60 A. If the wind hs blowing across the 5-mm diameter line at a speed of 35 km/h, what is the temperature of the surface of the line?

5.23 اذا علمت ان مقاومة احد خطوط نقل الكهرباء تساوي (0.0023) اوم لكل متر طول, حيث كان ينقل تياراً مقداره (60 A). فاذا كانت الريح تعصف بسرعة (35 km/h) عبر هذا الخط الذي يبلغ قطره (5-mm), فما هي درجة حرارة سطح الخط الكهربائي؟

5.24 Consider a 0.45 W cylindrical electronic device fixed vertically on a circuit board. The device whose diameter 4-mm and length 20-mm is cooled by air passing a cross it with velocity of 3 m/s. If the air temperature is 37°C, calculate the surface temperature of the device.

5.24 جهاز الكتروني اسطواني الشكل يعمل بطاقة (0.45 W) مثبت شاقولياً على لوح دائرة كهربائية. يبلغ قطر الجهاز (4-mm) وطوله (20-mm), ويبرد بتمرير تيار من الهواء عبر سطحه بسرعة مقدارها (3 m/s). فاذا كانت درجة حرارة الهواء (37°C), احسب درجة حرارة سطح الجهاز.

5.25 Engine oil at 15°C runs across a 2.2-cm diameter sphere at a velocity of 5.1 m/s. If the surface temperature of the sphere is 55°C, estimate the rate of heat dissipation from the sphere.

5.25 ينساب زيت المحركات بدرجة الحرارة (15°C) عبر سطح جسم كروي قطره (2.2-cm) وبسرعة قدرها (5.1 m/s). فاذا كانت درجة حرارة سطح الجسم (55°C), اوجد معدل تبديد الحرارة من الجسم الكروي.

5.26 A hot metal sphere at 87° C having a diameter of 4-cm is placed in in a water stream. If the water velocity is 200 m/min and its temperature is 23°C, determine the heat lost by the sphere.

5.26 يتعرض جسم كروي ساخن درجة حرارته (87° C) وقطره (4-cm) الى تيار من الماء. فاذا كانت سرعة تيار الماء (200 m/min) ودرجة حرارته (23°C), اوجد الحرارة المفقودة من الجسم الكروي.

5.27 The wind blows across a spherical tank having a diameter of 5-m with a velocity of 30 km/h. If the temperature of the tank surface is 45°C and that of the air is 10°C, what will be the rate of heat loss from the tank surface?

5.27 تهب الرياح بسرعة قدرها (30 km/h) عبر سطح خزان كروي الشكل قطره (5-m). فاذا كانت درجة درجة حرارة سطح الخزان (45°C) ودرجة حرارة الهواء (10°C), فما مقدار معدل فقدان الحرارة من سطح الخزان؟

5.28 Air at 17°C and a velocity of 1-m/s flows over a 60 W electric bulb. The bulb is assumed to be a 6-cm diameter sphere. Determine the surface temperature of the bulb.

5.28 يجري هواء درجة حرارته (17°C) بسرعة قدرها (1-m/s) فوق سطح مصباح كهربائي قدرته (60 W). فاذا افترضنا ان المصباح هو عبارة عن جسم كروي قطره (6-cm), حدد درجة حرارة سطحه.

5.29 A bundle of tubes consists of 12 vertical rows and 4 rows in the flow direction. Air at 1 atm and 25°C flows across the bank of tubes at a velocity 6 m/s measured at a point before air enters the bundle. The diameter of each tube is 3-cm and they are arranged in an inline manner. The center to center spacing in both normal and parallel directions to the flow is 4-cm. The surface temperature of the tubes is maintained at 77°C. Calculate the average heat transfer coefficient.

5.29 تتألف حزمة انابيب من (12) صفاً عمودياً و (4) صفوف باتجاه الجريان. يجري هواء درجة حرارته (25°C) وضغطه (1 atm) عبر مجموعة الانابيب بسرعة (6 m/s) مقاسة في موقع قبل دخول الهواء الى الحزمة. علماً ان قطر كل انبوب من الانابيب المرتبة بانتظام يساوي (3-cm), وان المسافة بين مركزي كل انبوبين في الاتجاهين المعامد والموازي تساوي (4-cm). فاذا كانت درجة حرارة سطح الانابيب ثابتة عند (77°C), احسب متوسط معامل انتقال الحرارة.

5.30 Repeat problem 5.29 for staggered arrangement.

5.30 كرر حسابات المسألة (5.29) لحزمة انابيب متخالفة الترتيب.

5.31 Cold Water flows inside the tubes of a bundle keeping the surface temperature at 17°C. The tubes having a diameter of 12-mm are arranged in-line with $S_T = S_L$ = 16-mm. There are 10 rows of tubes in the flow direction with 12 tubes in each row. Hot air at 327°C and a velocity of 6.2 m/s enters the tube bundle and passes a cross the tubes to the other side. Estimate the average convection heat transfer coefficient for this arrangement.

5.31 يجري ماء بارد في انابيب حزمة معينة ليبقي درجة حرارة اسطحها عند (17°C). علماً ان قطر كل انبوب (12-mm), وهي مرتبة بانتظام بحيث ان ($S_T = S_L$ = 16-mm). وهنالك (10) صفوف من الانابيب باتجاه الجريان يشتمل كل صف على (12) انبوب. يدخل الحزمة هواء ساخن بدرجة الحرارة (327°C) وبسرعة مقدارها (6.2 m/s) فيعبر اسطح الانابيب الى الجانب الآخر. احسب متوسط معامل انتقال الحرارة بالحمل لهذه المنظومة.

Forced Convection inside Ducts and Tubes

الحمل الحراري القسري داخل القنوات والانابيب

5.32. Water flows through an electrically heated tube having an inner diameter of 2.5-cm with a ***flow rate*** of 0.035 kg/s. The inlet temperature of the water is 25°C and the outlet temperature is 40°C. If the heating provides a constant heat flux to the water and the length of the heater is 15-m, determine the heat flux.

5.32 يجري الماء خلال انبوب مسخن كهربائياً قطره الداخلي (2.5-cm) ***بمعدل جريان*** مقداره (0.035 kg/s), حيث كانت درجة حرارة الماء الداخل الى الانبوب (25°C) ودرجة الماء الخارج منه (40°C). فاذا كان التسخين يزود الماء بفيض حراري ثابت وكان طول الانبوب (15-m), حدد مقدار الفيض الحراري.

5.33 Water at 20°C is to be heated to 60°C by a tubular heater having an inner diameter of 3-cm. The water ***volumetric flow rate*** is $1.5 \times 10^{-3}\ m^3/s$ and the inner surface temperature of 120°C. If the average heat transfer coefficient is 10 W/m^2K, calculate the length of the heater.

5.33 يُسخن الماء من (20°C) الى (60°C) بواسطة سخان انبوبي الشكل قطره الداخلي (3-cm). وكان ***معدل جريان الماء الحجمي*** ($1.5 \times 10^{-3}\ m^3/s$) ودرجة حرارة السطح الداخلي (120°C). فاذا علمت ان متوسط معامل انتقال الحرارة يساوي ($10\ W/m^2K$), احسب طول السخان الانبوبي.

5.34 Water at an average bulk temperature $(T_{in} + T_{out})/2 = 30°C$ flows inside a horizontal smooth tube having a diameter 0.4-cm and a length of 1.5-m. if the wall temperature is maintained at 90°C and the flow velocity is 5 cm/s, determine the heat transfer coefficient.

5.34 يجري الماء بمتوسط درجة حراره مقداره $[(T_{in} + T_{out})/2 = 30°C]$ في انبوب املس قطره (0.4-cm) وطوله (1.5-m). فاذا كانت درجة حرارة جدار الانبوب (90°C) وكانت سرعة جريان الماء فيه (5 cm/s), اوجد متوسط معامل انتقال الحرارة.

5.35 Water at 50°C is heated by a tube whose surface temperature is constant at 95°C. The tube is 30-mm in diameter and 4-m long. The water mean velocity is 0.027 m/s. Estimate the water temperature at the exit of the tube.

5.35 يسخن ماء درجة حرارته (50°C) باستخدام انبوب درجة حرارة سطحه ثابتة عند (95°C), حيث كان طول الانبوب (4-m) وقطره (30-mm). فاذا علمت ان متوسط سرعة الماء (0.027 m/s), حدد درجة حرارة الماء في مخرج الانبوب.

5.36 Air at 1 atm and at a mean bulk temperature $(T_{in} + T_{out})/2 = 17°C$, flows inside a 1-in tube with a mean velocity of 1.5 m/s. If the tube wall is maintained at 67°C, calculate the heat transfer coefficient for 1-m length.

5.36 يجري الهواء بضغط (1 atm) وبمتوسط درجة الحرارة $[(T_{in} + T_{out})/2 = 17°C]$ في انبوب قطره (1-in) بسرعة مقدارها (1.5 m/s). فاذ ثُبتت درجة حرارة سطح الانبوب عند (67°C), احسب معامل انتقال الحرارة لمتر واحد (1-m) من طوله.

5.37 Glycerine flows through a tube having a diameter of 3-cm and length 1.4-km. The mean bulk flow velocity is 4 m/s. The tube wall temperature is kept constant at 60°C and the mean bulk glycerine temperature is 20°C. Compute the value of the heat transfer coefficient.

5.37 يجري سائل الكليسرين في انبوب قطره (3-cm) وطوله (1.4-km) بمتوسط سرعة جريان مقداره (4 m/s). فاذا أُبقيت درجة حرارة سطح الانبوب ثابتة عند (60°C) بينما كان متوسط درجة حرارة الكليسرين (20°C), احسب معامل انتقال الحرارة.

5.38 Air at 1 atm and 27°C enters a 2-cm tube with a mean velocity of 0.125 m/s. The tube wall is maintained at a constant temperature of 77°C. If the length of the tube is 1.2-m, determine the rise in the

5.38 يدخل الهواء بضغط (1 atm) وعند درجة الحرارة (27°C) الى انبوب قطره (2-cm) بمتوسط سرعة جريان (0.125 m/s). فاذا علمت ان درجة حرارة جدار الانبوب ثابتة عند (77°C) وطول الانبوب (1.2-m), احسب مقدار

temperature of the air.

الارتفاع بدرجة حرارة الهواء.

5.39 A pipe line, 1-ft in diameter, transports drinking water at an average velocity of 1.8 m/s across a river which is 150-m wide. The temperature of the drinking water before crossing the river is 20°C. The surface temperature of the pipe line is maintained at 10°C by the cold river water. Ignoring the thermal resistance due to conduction by the pipe wall, calculate (a) the pressure drop in the pipe line (b) the temperature of the drinking water at the other side of the river and (c) the rate of heat loss from the pipe.

5.39 انبوب قطره (1-ft) ينقل مياه الشرب بمتوسط سرعة مقداره (1.8 m/s) عبر نهر عرضه (150-m). حيث كانت درجة حرارة مياه الشرب قبل عبور النهر تساوي (20°C). وقد ثُبتت درجة حرارة سطح الانبوب عند (10°C) بواسطة ماء النهر البارد. فاذا أُهملت مقاومة التوصيل الحراري لجدار الانبوب, احسب (أ) هبوط الضغط في الانبوب و (ب) درجة حرارة مياه الشرب في الجانب الآخر من النهر , (ج) معدل الفقدان الحراري من الانبوب.

5.40 A 4.5-m long and 1.5-m wide solar collector having a space of 25-mm between the glass cover and the solar absorption plate. Air at 27°C nters the duct of the collecter at a rate of 0.13 kg/s in the longitudinal direction. If the duct wall is assumed to be isothermal at an average temperature of 65°C, calculate the rate of heat transfer by convection to the air.

5.40 مُجمِع شمسي طوله (4.5-m) وعرضه (1.5-m) وارتفاع المجال بين الغطاء الزجاجي وصفيحة امتصاص الاشعة الشمسية يساوي (25-mm). يدخل الهواء عند درجة الحرارة (27°C) وبمعدل (0.13 kg/s) الى قناة المجمع الشمسي بالاتجاه الطولي. فاذا افترضنا أن متوسط درجة حرارة جدار القناة يبقى ثابتاً عند (65°C), احسب معدل انتقال الحرارة الى الهواء بواسطة الحمل الحراري.

5.41 Air at 117°F enters an 8-m long section of rectangular duct having a cross section of 6-in x 8-in with an average flow velocity of 20 ft/s. If the walls of the duct are maintained at 15°C, calculate the rate of heat transfer to the duct. Estimate the power requirements in Watts needed to push the air through the duct.

5.41 يدخل الهواء بدرجة الحرارة (117°F) وبمتوسط سرعة مقداره (20 ft/s) الى قناة مستطيلة المقطع طولها (8-m) ومساحة مقطعها (6-in x 8-in). فاذا كانت درجة حرارة جدران القناة ثابتة عند (15°C), احسب معدل انتقال الحرارة الى القناة ثم خمن مقدار القدرة اللازمة لدفع الهواة في القناة بوحدات الواط.

5.42 Water at 20°C flows through the annular space formed between two concentric tubes. The larger tube diameter is 2.5-cm and the inner tube diameter is 1.5-cm. The flow rate of the water is 2 kg/s. The outer tube is insulated and the inner tube surface is maintained at 50°C. Determine the rate of heat transfer from the inner tube to water.

5.42 يجري الماء بدرجة الحرارة (20°C) خلال الحلقة بين انبوبين متمركزين. حيث كان قطر الانبوب الكبير (2.5-cm) وقطر الانبوب الاصغر (1.5-cm), وكان معدل جريان الماء مساوياً (2 kg/s). فاذا علمت ان جدارالانبوب الخارجي معزول حرارياً, وان درجة حرارة سطح الانبوب الداخلي ثابتة عند (50°C), اوجد قيمة معدل انتقال الحرارة من الانبوب الداخلي الى الماء.

5.43 Air at 27^{o}C and 1 atm flows inside a 3-cm diameter tube with an average velocity of 2.5 m/s. If the wall of the 1.2-m long tube is considered isothermal at 77^{o}C, estimate the rise in the air temperature.

5.43 يجري الهواء بضغط (1 atm) وعند درجة الحرارة (27^{o}C) قي انبوب قطره (3-cm) بمتوسط سرعة مقداره (2.5 m/s). فاذا كان طول الانبوب (1.2-m) ودرجة حرارة جداره ثابتة عند (77^{o}C), اوجد الارتفاع بدرجة حرارة الهواء.

5.44 A tubular heater provides a constant heat flux of 500 W/m^2 to heat water from 25^{o}C to 55^{o}C. If the inner diameter of the heating tube is 2.5-cm and the water flow rate is 1.3 kg/s, calculate (a) the length of the tube and (b) the heat transfer coefficient.

5.44 يُوفر سخان انبوبي الشكل فيضاً حرارياً ثابتاً مقداره (500 W/m^2) لغرض تسخين الماء من (25^{o}C) الى (55^{o}C). فاذا كان قطر السخان الداخلي (2.5-cm) ومعدل جريان الماء فيه (1.3 kg/s), احسب (أ) طول السخان الانبوبي (ب) معامل انتقال الحرارة.

5.45 Engine oil is to be cooled from 140^{o}C to 100^{o}C while running through a 5-cm ID tube. The average velocity of the oil is 1.25 m/s and the inner tube surface temperature is maintained constant at 20^{o}C. Calculate the length of the tube required.

5.45 يُبرد زيت المحركات من (140^{o}C) الى (100^{o}C) اثناء جريانه خلال انبوب قطره (5-cm). فاذا كان متوسط سرعة جريان الزيت مساوياً (1.25 m/s) ودرجة حرارة سطح الانبوب الداخلي ثابتة عند (20^{o}C), احسب طول الانبوب لانجاز عملية التبريد.

Hint: since T_s - $\bar{T}_m$ is high, you can apply the Sieder-Tate equation Eqn. (5.86-a).

5.46 Water at 20^o C enters a 4-cm pipe and 12-m long, with an average velocity of 1.75 m/s. If the wall is kept at a constant temperature of 100^o C, what will be the temperature at the end of the pipe?

5.46 يدخل الماء بدرجة الحرارة (20^o C) الى انبوب قطره (4-cm) وطوله (12-m) وبمتوسط سرعة مقداره (1.75 m/s). فاذا ثُبتت درجة حرارة جدار الانبوب عند (100^{o}C), ما هي درجة حرارة الماء في نهاية الانبوب؟

5.47 Atmospheric air at 57^{o}C is utilized in a component of a heating system to heat a room to a temperature close to 16^{o}C. The air is passed through a heating duct having a diameter of 14-cm at a rate of 0.06 kg/s. Assuming the duct wall temperature remains constant at the desired room temperature, estimate (a) the air outlet temperature, (b) the rate of heat transfer and (c) the the fan power requirement to push the air through the duct.

5.47 يُستخدم الهواء الجوي بدرجة الحرارة (57^{o}C) لرفع درجة حرارة غرفة معينة ضمن منظومة تدفئة الى ما يقارب (16^{o}C). حيث يُمرر الهواء من خلال قناة تدفئة قطرها (14-cm) بمعدل جريان يساوي (0.06 kg/s). فاذا افترضنا ان درجة حرارة جدار القناة تبقى ثابتة عند درجة حرارة الغرفة, احسب (أ) درجة حرارة الهواء الخارج (ب) معدل انتقال الحرارة (ج) القدرة اللازمة لدفع الهواء في القناة.

Natural Convction from Flat Plates

5.48 Estimate the heat loss from a vertical plate exposed to atmospheric air at 15°C. The plate area is 30-cm x 30-cm and it is maintained at 100°C.

5.49 Water at 20°C is heated by 12-cm x 12-cm vertical plate which is maintained at constant temperature of 60°C. Determine the heat transfer by natural convection from the plate.

5.50 A vertical wall at 115°C is exposed to atmospheric air at 20°C. The wall is 2-m high and 3-m wide. Calculate the heat loss from the wall.

5.51 A thin 0.6-m x 0.6-m square metal-plate is kept in a room at 27°C. One side of the plate is thermally insulated while the other side is maintained at 400 K. Calculate the natural convection rate from the plate to the room, considering (a) a vertical plate and (b) a horizontal with hot surface facing up.

5.52 Calculate the convection heat transfer coefficient for the walls of a room having an interior temperature of 10°C. Each wall is 3-m high ha a surface temperature of 24°C.

5.53 A glass window which is 1.5-m high and 2.0-m wide. The inner surface of the window is at 11°C and the room temperature is 23°C. Compute the convection rate of heat transfer to the window.

5.54 A 2.1-m high metal plate at 72°C is kept in a store resting on one of the walls making an inclination angle θ = 60°. If the surrounding air temperature is 22°C, determine the free-convection heat transfer coefficient.

الحمل الحراري الطبيعي من الصفائح المستوية

5.48 اوجد مقدار الفقدان الحراري من صفيحة شاقولية معرضة للهواء الجوي بدرجة حرارة تساوي (15°C). علماً ان مساحة الصفيحة (30-cm x 30-cm) ودرجة حرارتها ثابتة عند (100°C).

5.49 يسخن ماء درجة حرارته (20°C) بواسطة صفيحة شاقولية مساحتها (12-cm x 12-cm) ودرجة حرارتها ثابتة عند (60°C). اوجد معدل انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي من الصفيحة.

5.50 يتعرض جدار شاقولي درجة حرارته (115°C) الى الهواء الجوي بدرجة حرارة مقدارها (20°C). فاذا كان ارتفاع الجدار (2-m) وعرضه (3-m), احسب الحرارة المفقودة منه.

5.51 صفيحة معدنية رقيقة مساحتها (0.6-m x 0.6-m) محفوظة في غرفة درجة حرارتها (27°C). اذا علمت ان احد سطحي الصفيحة معزول حرارياً بينما كانت درجة حرارة السطح الآخرمثبتة عند (400 K), احسب معدل الحمل الحراري الطبيعي من الصفيحة الى الغرفة في كل من الحالتين (أ) الصفيحة مثبتة شاقولياً و (ب) الصفيحة مثبتة افقياً وسطحها الساخن متجهاً الى الاعلى.

5.52 احسب معامل انتقال الحرارة بالحمل لجدران غرفة درجة حرارتها الداخلية (10°C). علماً ان ارتفاع كل جدار (3-m) ودرجة حرارته (24°C).

5.53 شباك زجاجي ارتفاعه (1.5-m) وعرضه (2.0-m) ودرجة حرارة سطحه الداخلي (11°C). فاذا كانت درجة حرارة الغرفة (23°C), احسب معدل انتقال الحرارة بالحمل الطبيعي الى الشباك.

5.54 صفيحة معدنية ارتفاعها (2.1-m) ودرجة حرارتها (72°C) موضوعة في مخزن بحيث كانت متكأة على احد جدرانه بزاوية قدرها (θ = 60°) مع ارضية المخزن. فاذا علمت ان درجة حرارة هواء المخزن (22°C), اوجد معامل انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي.

5.55 A flat plate solar collector having a surface area of 2.5-m x 1.75-m is fixed at a tilt angle $\theta = 25^o$. If the glass cover of the collector is maintained at 70^{o}C, estimate the heat loss by natural convection from the cover to the surroundings at 24^{o}C.

5.55 مجمــع شمســي مســطح مســاحته الســطحية (2.5-m x 1.75-m) مثبــت بزاويــة ميــل قــدرها (θ = 25^o). فـاذا كانـت درجـة حرارة الغطـاء الزجاجي ثابتـة عنـد (70^{o}C), احسـب الحـرارة المفقـودة بالحمـل الحراري الطبيعي من الغطاء الى المحيط بدرجة الحـرارة (24^{o}C).

5.56 Consider a vertical plate having an area of 0.2-m x 0.2m fitted with an electric heater. The plate is submerged in water at 20^{o}C. If the heater supplies a constant heat flux of 1200 W/m^2, determine the average temperature of the plate.

5.56 سخان كهربائي مثبت على سطح صفيحة شاقولية مسـاحتها (0.2-m x 0.2m) مغمـورة فـي مـاء درجـة حرارتـه (20^{o}C). فـاذا كـان السـخان يجهـز فيضـاً حرارياً ثابتاً بمقداره (1200 W/m^2), اوجد متوسط درجة حرارة الصفيحة.

5.57 Solar radiation is incident on an absorption plate at the rate of 720 W/m^2. The plate is fixed at a tilt angle $\theta = 30^o$ and it bsorbs 90% of the radiation. Taking the surrounding temperature to be 12^{o}C, calculate the temperature of the absorption plate.

5.57 تتعرض صفيحة امتصاص مثبتة بزاوية ميل قدرها (θ = 30^o) للاشعاع الشمسي بمعدل (720 W/m^2). فـاذا علمـت ان الصـفيحة تمـتص (90%) مـن الاشـعاع السـاقط عليهـا, احسـب درجـة حـرارة صـفيحة الامتصـاص متخـذاً درجة حرارة محيطها (12^{o}C).

5.58 Consider vertical electronic circuit board whose area is 16-cm x 16-cm that dissipates heat at the rate of 4.5 W. One surface is thermally insulated and the other is exposed to atmospheric air at 17^{o}C. Assuming constnt heat flux, determine the temperature of the board.

5.58 لوحــة دائــرة الكترونيــة مســاحتها الســطحية (16-cm x 16-cm) تفقد الحرارة بمعدل (4.5 W). فـاذا كان احد سطحي اللوحة معزولاً حرارياً بينما كـان السطح الآخر معرضاً للهواء الجوي بدرجة (17^{o}C), اوجد درجـة حرارة اللوحة مفترضاً ثبوت الفيض الحراري.

5.59 The horizontal roof of an industrial furnace having the dimensions of 4-m x 6-m is exposed to atmospheric air at 27^{o}C. Compute the heat loss by natural convection from the roof when its temperature is maintained at 67^{o}C.

5.59 اذا كان سقف فرن صـناعي افقي مساحته السطحية (4-m x 6-m) معرضـاً للهـواء الجـوي بدرجـة الحـرارة (27^{o}C), احسب مقدار الحرارة المفقودة بالحمل الحراري الطبيعي من سقف الفرن عندما تكـون درجـة حرارتـه ثابتـة عند (67^{o}C).

5.60 A horizontal circular metal plate, 6-in in diameter, is maintained at 122^{o}C. Determine the heat loss from the upper surface of the plate to atmospheric air at 32^o C. Assume the lower surface to be thermally insulated.

5.60 صـفيحة معدنيـة دائريـة الشـكل قطرهـا (6-in) ودرجة حرارتها (122^{o}C) مثبتة افقياً في محيط من الهواء الجوي درجة حرارتـه (32^o C). فـاذا افترضـنا ان سطحها السفلي معزول حرارياً, اوجد مقدار الحـرارة المفقـودة مـن سطحها العلوي.

5.61 Consider a metal block at an isothermal temperature of 400 K surrounded by atmospheric air at 300 K. if the block has a cross section area of 3-cm x 3-cm and height 6-cm, compute the rate of heat loss from the block.

5.61 قطعة معدنية درجة حرارتها ثابتة عند (400 K) محاطة بالهواء الجوي بدرجة الحرارة (300 K). فاذا كانت مساحة مقطع القطعة تساوي (3-cm x 3-cm) وارتفاعها (6-cm), احسب معدل الفقدان الحراري منها.

Natural convection from Cylinders and Spheres

الحمل الحراري الطبيعي من الاجسام الاسطوانية والكروية الشكل

5.62 A horizontal pipe 6-in in diameter passes through a room where the air is at 27°C and 1 atm. The exposed-outer surface of the pipe is at 133°C. Determine the heat lost per unit length from the pipe by natural convection.

5.62 يمر انبوب افقي قطره (6-in) من خلال غرفة درجة حرارة الهواء فيها (27°C) وضغطه (1 atm). فاذا كانت درجة حرارة السطح المكشوف للانبوب تساوي (133°C), اوجد مقدار الحرارة المفقودة بالحمل الطبيعي لكل وحدة طول من الانبوب.

5.63 Consider a heated 2.5-cm diameter and 10-cm long cylinder which is submerged horizontally in glycerin at 20°C. The surface temperature of the cylinder surface is 80°C. Determine the rate of heat transfer from the cylinder.

5.63 جسم اسطواني الشكل قطره (2.5-cm) وطوله (10-cm) مغمور افقياً في سائل الكليسرين عند درجة الحرارة (20°C). فاذا علمت ان درجة حرارة سطح الجسم (80°C), اوجد معدل انتقال الحرارة منه.

5.64 A thin-walled heating duct transports combustion gases at 230°C. The 6-in diameter duct passes horizontally through an ambient air at 24°C and 1 atm. Compute the length of the duct required to provide 40 kW of natural convection heating.

5.64 قناة انبوبية الشكل رقيقة الجدران قطرها (6-in) تنقل غازات الاحتراق الداخلي عند درجة الحرارة (230°C) لغرض التدفئة. تمر القناة افقياً خلال محيط درجة حرارة الهواء فيه (24°C) وضغطه (1 atm). احسب طول القناة اللازم لتجهيز الحرارة بواقع (40 kW) بواسطة الحمل الحراري الطبيعي.

5.65 A horizontal duct having a diameter of 36-cm and 120-m length runs through a warehouse having an ambient temperature of 25°C. Steam flows inside the duct keeping the wall at a constant temperature of 130°C. Determine the rate of heat loss from the duct.

5.65 تمتد قناة قطرها (36-cm) وطولها (120-m) خلال مستودع درجة حرارة الجو فيه (25°C). يجري بخار الماء المحمص في القناة مما يبقي درجة حرارة جدارها ثابتة عند (130°C). اوجد معدل الفقدان الحراري من القناة.

5.66 Saturated steam condenses at 100°C inside a pipe whose diameter is 8-cm. The pipe provides heating for a room where the surrounding air is at 22°C. If the required heating rate is 35 W, calculate the pipe length required to accomplish this duty.

5.66 يتكثف بخار الماء المشبع داخل انبوب قطره (8-cm) عند درجة الحرارة (100°C), حيث يستخدم هذا الانبوب لتدفئة غرفة درجة حرارة الهواء فيها (22°C). فاذا كان معدل التسخين المطلوب هو (35 W), احسب طول الانبوب اللازم لانجاز عملية التسخين.

5.67 A 2-mm horizontal wire 25-cm long with is heated electrically so that the surface temperature remains constant at 60°C. The wire is immersed in glycerin at 20°C. Calculate the rate of heat transfer by natural convection to the glycerin.

5.67 يُسَخَن سلك افقي قطره (2-mm) وطوله (25-cm) بواسطة الكهرباء بحيث تبقى درجة حرارة سطحه ثابتة عند (60°C). فاذا كان السلك مغموراً في سائل الكليسرين بدرجة الحرارة (20°C), احسب معدل انتقال الحرارة بالحمل الطبيعي الى الكليسرين.

β at 40°C = $0.58 \times 10^{-3}\ K^{-1}$

5.68 Water flows inside a horizontal carbon-steel pipe having an inside diameter of 3-cm and an outside diameter 3.5-cm. The inside heat transfer coefficient is estimated to be 5.2 kW/m²K. The pipe outer surface temperature is temperature is 87°C and the ambient atmospheric air temperature is 27°C. Determine (a) the heat loss from 20-m of the pipe length and (b) the over all heat transfer coefficient U for the same length.

5.68 يجري الماء في انبوب مصنوع من الصلب الكاربوني قطره الداخلي (3-cm) وقطره الخارجي (3.5-cm). فاذا علمت ان معامل انتقال الحرارة الداخلي يساوي (5.2 kW/m²K), وان درجة حرارة سطح الانبوب الخارجي (87°C), ودرجة حرارة الهواء في محيطه (27°C), اوجد (أ) الحرارة المفقودة من (20-m) من طول الانبوب و (ب) معامل انتفال الحرارة الكلي (U) لنفس الطول.

5.69 A horizontal cylindrical furnace 2-m in diameter and 3.5-m long whose end surfaces are thermally insulated. The furnace burns fuel at the rate of 1.4 MW with a combustion efficiency of 83%. The surroundings air temperature is 17°C. If the heat loss by natural convection from the surface is is not to exceed 0.5% of the generated heat, calculate the surface temperature of the furnace.

5.69 فرن اسطواني الشكل مثبت افقياً قطره (2-m) وطوله (3.5-m), كانت اسطح نهايتيه معزولة حرارياً. يحترق غاز الوقود في الفرن بمعدل (1.4 MW) وبكفاءة احتراق مقدارها (83%). فاذا علمت ان درجة حرارة الهواء المحيط به (17°C), ومقدار الفقدان الحراري بالحمل الطبيعي لايتجاوز (0.5%) من الحرارة المتولدة, احسب درجة حرارة سطح الفرن.

5.70 A vertical cylindrical heating rod 2.5-cm in diameter and 30-cm long is at a constant uniform temperature of 230°C. If the rod is exposed to atmospheric air at 24°C, calculate the rate of heat transfer to the air.

5.70 سخان اسطواني الشكل قطره (2.5-cm) وطوله (30-cm), كانت درجة حرارته ثابتة عند (230°C). فاذا تعرض السخان الى الهواء الجوي بدرجة حرارة مقدارها (24°C) وهو في وضع شاقولي, احسب معدل انتقال الحرارة الى الهواء.

5.71 A can of coke is laid vertically in a refridgerator compartment at 3°C. The can is 12-cm long and 5-cm in diameter whose surface initial temperature is 31°C. Estimate the can rate of cooling.

5.71 وضعت علبة كوكا كولا عمودياً داخل ثلاجة درجة حرارتها (3°C). فاذا كان قطر العلبة (5-cm) وطولها (12-cm) ودرجة حرارة سطحها الابتدائية (31°C), اوجد معدل تبريد العلبة.

5.72 A spherical rock at 45°C having a diameter of 8-cm is placed in still water at 15°C. Determine the rate of heat transfer from the rock.

5.72 وضعت صخرة كروية الشكل قطرها (8-cm) ودرجة حرارتها (45°C) في ماء ساكن درجة حرارته (15°C). حدد معدل انتقال الحرارة من الصخرة.

$\beta = 0.27 \times 10^{-3}\ K^{-1}$

5.73 A spherical 100 W light bulb converts 12% of the energy to light and the remaining 88 % to heat. The diameter of the bulb is 6-cm and the room temperature is 20°C. Assuming that 30 % of the heat is lost by natural convection, determine the bulb surface temperature.

5.73 يحول مصباح كهربائي كروي الشكل (12%) من طاقته الكهربائية البالغة (100 W) الى ضوء والمتبقي (88 %) الى طاقة حرارية. فاذا علمت ان قطر المصباح (6-cm) ودرجة حرارة الغرفة (20°C), اوجد درجة حرارة سطح المصباح مفترضاً ان (30 %) من الحرارة تتبدد بواسطة الحمل الطبيعي.

Natural Convection in Enclosures

الحمل الحراري الطبيعي في التجاويف

5.74 Two horizontal plates separated by a 10-cm layer of air. The lower plate is at 90°C and the upper plate is at 64°C. Compute the rate of heat transfer per unit area from the hotter plate.

5.74 صفيحتان متوازيتان افقياً تفصل بينهما طبقة من الهواء سمكها (10-cm). فاذا كانت درجة حرارة الصفيحة السفلى (90°C) ودرجة الصفيحة العليا (64°C), احسب معدل انتقال الحرارة لكل وحدة مساحة من الصفيحة الاكثر سخونة.

5.75 Two horizontal surfaces separated by 2-cm layer of water. The temperature of the upper surface is 30°C and the temperature of the lower surface is at 50°C, calculate the heat flux.

5.75 سطحان متوازيتان افقياً يفصل بينهما طبقة من الماء سمكها (2-cm). اذا علمت ان درجة حرارة السطح العلوي (30°C) ودرجة حرترة السطح السفلي (50°C), احسب مقدار الفيض الحراري.

$\beta = 0.27 \times 10^{-3}\ K^{-1}$

5.76 The gap between the absorber plate and the glass cover of a solar collector is 5-cm which is filled with air. The temperature of the plate is 78°C and that of the glass cover is 36°C. If the collector is inclined at

5.76 يبلغ سمك الفجوة بين صفيحة الامتصاص والغطاء الزجاجي لمُجمِع شمسي (5-cm) حيث يتواجد الهواء فيها. وكانت درجة حرارة الصفيحة (78°C) بينما كانت درجة حرارة الغطاء الزجاجي (36°C). فاذا كان المجمع مثبت

30^o, determine the convection heat transfer per unit area from the absorber plate.

بزاوية قدرها (30^o), اوجد مقدار انتقال الحرارة الحرارة لكل وحدة مساحة من صفيحة الامتصاص.

5.77 Two parallel vertical plates are separated by a layer of atmospheric air which is 3-cm thick. The plates having the dimensions of 2-m high and 1.4-m wide are at 50^oC and 4^oC. Calculate the rate of heat transfer across the air layer.

5.77 صفيحتان متوازيتان عمودياً يفصل بينهما طبقة من الهواء الجوي سمكها (3-cm). فاذا علمت ان ارتفاع الصفيحتين هو (2-m) وعرضهما (1.4-m) ودرجة حرارة احداهما (50^oC) ودرجة الآخرى (4^oC), احسب معدل انتقال الحرارة عبر طبقة الهواء.

5.78 A double glazing room window is 1.6-m high and 1.2 m wide. The air space between the two glass sheets is 2.5-cm. The outer sheet is at **-**5^oC and the inner sheet is at 22^oC. Determine the free convection heat loss across the air space.

5.78 شباك غرفة مزدوج الزجاج ارتفاعه (1.6-m) وعرضه (1.2-m), وسمك الفجوة المملوءة بالهواء بين صفحيتي الزجاج (2.5-cm). اذا علمت ان درجة حرارة الصفيحة الخارجية (-5^oC) ودرجة حرارة الصفيحة الداخلية (22^oC), حدد مقدار الحرارة المفقودة بالحمل الحراري الطبيعي عبر طبقة الهواء.

5.79 Two parallel vertical plates having the dimensions 0.3-m x 0.3-m are sparated by a 1.5-cm layer of water. If one of the plates is maintained at temperatures of 37^oC and the other one at 63^oC, compute the heat transfer rate from the hot plate across the water layer.

5.79 صفيحتان شاقوليتان ومتوازيتان لهما الابعاد (0.3-m x 0.3-m), تفصلهما طبقة من الماء سمكها (1.5-cm). فاذا كانت درجة حرارة احدى الصفيحتين (37^oC) ودرجة حرارة الآخرى (63^oC), احسب معدل انتقال الحرارة من الصفيحة الساخنة عبر طبقة الماء.

$\beta = 0.275 \times 10^{-3}\ K^{-1}$

5.80 A tubular solar collector consists of two thin-walled concentric tubes mounted horizontally. The outer glass tube has a diameter of 16-cm and the diameter of the inner tube is 12-cm. The enclosed annular space between the tubes is filled with atmospheric air. If the outer tube wall is at 26^oC and the inner at 68^oC, estimate the rate of heat transfer per meter across the air space.

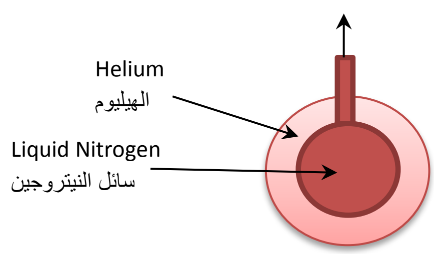
5.80 يتألف مُجَمِع شمسي انبوبي مثبت بوضع افقي من انبوبين متمركزين رقيقة الجدران. حيث كان قطر الانبوب الزجاجي الخارجي (16-cm) وقطر الانبوب الداخلي (12-cm), وكان الهواء الجوي يملأ المجال الحلقي المغلق بين الانبوبين. فاذا علمت ان درجة حرارة جدار الانبوب الخارجي (26^oC) ودرجة حرارة جدار الانبوب الداخلي (68^oC), احسب معدل انتقال الحرارة لكل متر طول عبر طبقة الهواء بين الانبوبين.

5.81 Atmospheric air is contained between two concentric spheres of diameters 10-cm and 8-cm. if the inner sphere is kept at 75^oC and the outer sphere is held at 33^oC; determine the heat transfer rate across the annulus.

5.81 يحتوي المجال بين كرتين متمركزتين على الهواء الجوي, وكان قطر الكرة الخارجية (10-cm) وقطر الكرة الداخلية (8-cm). فاذا ثُبتت درجة حرارة الكرة الداخلية عند (75^oC) ودرجة حرارة الكرة الخارجية عند (33^oC), احسب معدل انتقال الحرارة عبر المجال الحلقي بين الكرتين.

5.82 Consider a 1.5-m diameter thin-walled spherical container filled with liquid nitrogen. The container is concentric with a larger thin-walled vessel whose diameter is 1.7-cm. The annulus is filled with helium at 1 atm. The outer vessel temperature is 12°C and the inner container wall is at -196°C. Calculate the mass flow rate at which nitrogen gas is vented from the container. Take latent heat of vaporization of nitrogen to be 200 kJ/kg.

5.82 وعاء كروي رقيق الجدران قطره (1.5-m) مملوء بسائل النايتروجين, وقد كان الوعاء متمركزاً مع وعاء كروي آخر جدرانه رقيقة ايضاً وقطره (1.7-m), كما كان المجال الحلقي بين الكرتين يحتوي غاز الهيليوم بضغط (1-atm). فاذا بلغت درجة حرارة جدار الوعاء الخارجي (12°C) ودرجة حرارة جدار الوعاء الداخلي (-196°C), احسب معدل الجريان الكتلي لغازالنايترجين الذي يتسرب الى الخارج. علماً ان الحرارة الكامنة لتبخير النيتروجين تساوي (200 kJ/kg).



Heat balance: h x A x $\Delta T = \dot{m} \times \lambda$

Research Oriented Questions

اسئلة البحوث القصيرة

5.83 What is the significance of the hydraulic boundary layer analysis? Write down the complete Blausius solution of the boundary layer equations. How do the results compare to the experimental findings?

5.83 ما اهمية تحليلات الطبقة المتاخمة الهيدروليكية؟ اكتب حل بلاسيوس بالتفصيل لمعادلات الطبقة المتاخمة. كيف تقارن نتائج الحل بالنتائج المختبرية؟

5.84 How do the velocity and thermal boundary layesr develop? How are the drag coefficient and the convection heat transfer coefficients related? Define the average heat transfer coefficient.

5.84 كيف تنشأ طبقة السرعة المتاخمة والطبقة المتاخمة الحرارية؟ ماهي العلاقة بين معامل الجر ومعامل انتقال الحرارة بالحمل؟ عرِف متوسط معامل انتقال الحرارة.

5.85 Write down the details of Reynolds analogy and show how it is linked to the boundary layer parameters.

5.58 اكتب ما تعرفه عن تفاصيل نظرية رينولدز للتناظر ووضح كيف ترتبط النظرية بمتغيرات الطبقة المتاخمة.

5.86 Use Excel to draw typical velocity and temperature profiles for laminar and turbulent flow over a flat plate. Discuss the

5.86 استخدم برنامج الاكسل لرسم نموذجين من منحنى توزيع السرعة ومنحنى توزيع درجة الحرارة لكل من الجريان الطباقي والجريان الاضطرابي. ومن ثم ناقش

applications of such profiles and their importance in convection heat transfer.

تطبيقات هذه المنحنيات في مجال انتقال الحرارة بالحمل الحراري.

5.87 What is the physical significance of the Reynolds number, Prandtl number, Stanton number and Nusselt number? How are they related and applied to solve convection problems? What is the role played by the critical Reynolds number?

5.87 ما المعنى الفيزيائي لكل من رقم رينولدز ورقم برانتل ورقم ستانتون ورقم نسلت؟ كيف تترابط هذه الارقام وكيف يتم تطبيقها في حل مسائل انتقال الحرارة بالحمل؟ ما هوالدور الذي يلعبه رقم رينولدز الحرج؟

5.88 Discuss the development of laminar and turbulent velocity and thermal boundary layers over a flat surface.

5.88 ناقش ظاهرة نشوء طبقة السرعة المتاخمة الطباقية والطبقة الاضطرابية وكذلك نشوء الطبقة الحرارية المتاخمة الطباقية والاضطرابية على سطح مستوي.

5.89 For flow over flat plates, how does the determination of Nusselt number for constant heat flux differ from that for constant surface temperature?

5.89 كيف يختلف تحديد قيمة رقم نسلت في حالة ثبوت الفيض الحراري عن حالة ثبوت درجة حرارة السطح اثناء جريان مائع على سطح صفيحة مستوية؟

5.90 How does the heat transfer coefficient value vary with the distance from the leading edge for laminar and turbulent flow over a flat surface? Draw tpical profiles for the relationhips.

5.90 كيف تتغير قيمة معامل انتقال الحرارة مع البعد عن الحافة الامامية اثناء الجريان الطباقي والجريان الاضطرابي على سطح مستوي؟ ارسم منحنيات نموذجية للعلاقتين.

5.91 Define forced convection and explain how important it is in heat transfer analysis.

5.91 عرف الحمل الحراري القسري ووضح اهميته في مجال تحليلات انتقال الحرارة.

5.92 Explain the fluid flow across cylinders emphasisng the industrial applications.

5.92 اشرح موضوع جريان الموائع عبر الاجسام اسطوانية الشكل مركزاً على تطبيقاته الصناعية.

5.93 What is an empirical equation? Why do we use the film temperature to evaluate the fluid properties? Give examples of some forced convection empirical equations not mentioned in this chapter.

5.93 ما المقصود بالمعادلة التجريبية؟ لماذا نستخدم درجة حرارة الفيلم لتقييم خواص المائع؟ اذكر امثلة عن معادلات الحمل الحراري القسري التجريبية التي لم يرد ذكرها في هذا الفصل.

5.94 Develop a comprehensive case study for convection during cross flow of a bundle of tubes selected from the local industrial.

5.94 اجري دراسة شاملة لحالة عملية تنتقيها من المصانع المحلية لتبيان اهمية انتقال الحرارة بالحمل عبر حزمة الانابيب.

5.95 Compare the external flow convection and interal flow convection; mention some relevant indsutrial examples.

5.95 قارن بين الحمل الحراري للجريان الخارجي والجريان الداخلي معززاً ذلك بامثلة من الواقع الصناعي.

5.96 Discuss forced convection inside tubes and mention the parameter that affect the rate of heat transfer.

5.96 نـاقش موضـوع الحمـل الحـراري القسـري داخـل الانابيب مـع ذكـر المتغيـرات التـي تـؤثر فـي معدل انتقـال الحرارة.

5.97 Why is turbulent flow convection more effective than that of laminar flow? How does the Reynolds number value influence heat transfer of water, oil and air flow in a pipe?

5.97 لمـاذا يكـون الحمل الحـراري للجريـان الاضـطرابي اكثر فعاليـة من الحمل الحراري للجريـان الطبـاقي؟ كيـف تؤثر قيمة رقم رينولدز في انتقال الحرارة اثناء جريـان كل من الماء والنفط والهواء في الانابيب؟

5.98 Explain the significance of using the logarithmic mean temperature difference in convection calculations inside a tube whose surface temperature is constant?

5.98 وضح اهمية استخدام متوسط فرق درجـة الحـرارة اللوغـاريثمي فـي حسـابات الحمـل الحـراري داخـل انبـوب تكون درجة حرارة سطحه ثابتة.

5.99 Define the hydrodynamic and thermal entry lengths for flow inside tubes. How do you calculate the entry length? What are the features of fully developed flow?

5.99 عـرف طـول المـدخل الهيـدروليكي وطـول المـدخل الحـراري اثنـاء الجريـان فـي الانابـب. كيـف تحسـب طـول المدخل؟ ما هي ميزات الجريان تام التكوين؟

5.100 For convection from or to a fluid flowing inside a tube with constant heat flux, how does the fluid temperature vary with distance? Use Excel to simulate a case and plot the temperature profile.

5.100 فـي حالـة وجـود حمـل حـراري مـن او الـى مـائع يجري في انبوب معين, كيف تتغير درجة حرارة المائع مع تغيرطـول الانبـوب عنـدما يكـون الفـيض الحـراري ثابتـاً ؟ استخدم برنامج الاكسل لمحاكاة مثال وارسم منحنيات تمثل تغيردرجة الحرارة مع الطول.

5.101 Write about the flow inside non-circular channels. Show how the Reynolds number is calculated for flow inside a triangular section-channel and inside an annulus of two concentric pipes.

5.101 اكتـب ماتعرفـه عـن الجريـان فـي القنـوات غيـر الدائرية. وضح كيف يتم حساب رقم رينولـدز للجريـان فـي قنـاة مثلثـة المقطـع وكـذلك للجريـان فـي الحلقـة بـين انبـوبين متمركزين.

5.102 What are the differences between forced convection and natural convection?

5.102 مـا هـي الاختلافات بـين الحمـل الحـراري القسـري والحمل الحراري الطبيعي؟

5.103 Discuss the fact that the heat transfer coefficient for forced convection is greater than that for natural convection.

5.103 ناقش حقيقة أن قيمـة معامـل انتقـال الحـرارة للحمـل الحراري القسري اكبر من تلك للحمل الحراري الطبيعي.

5.104 What are the most important applications of natural convection in industry? Explain one of them in detail.

5.104 ما هي اهم تطبيقـات الحمـل الحـراري الطبيعـي فـي الصناعة؟ اشرح احداها بالتفصيل.

5.105 What is the physical nature of the Grashof and Rayleigh numbers? Compare the Grashoh with Reynolds number.

5.105 ما هي الطبيعة الفيزيائية لكل من رقم كراسهوف ورقم رايليه؟ قارن بين رقم كراسهوف ورقم رينولدز.

5.106 Define the coefficient of expansion. How is it calculated for an ideal gas and for a liquid? Derive the relationship for an ideal gas.

5.106 عرف معامل التمدد. كيف يتم حساب معامل التمدد للغازات المثالية وللسوائل؟ اشتق العلاقة التي تخص الغازات المثالية.

5.107 Identify industrial equipment where natural convection is more important than forced convection. How the heat transfer analysis is linked to the design of such equipment.

5.107 اذكرالمعدات الصناعية التي يكون فيها الحمل الحراي الطبيعي اكثر اهمية من الحمل الحراري القسري. كيف ترتبط تحليلات انتقال الحرارة بتصميم هذه المعددات.

5.108 Show how natural convection is applied in the design of buildings and windows.

5.108 وضح كيف يتم تطبيق الحمل الحراري الطبيعي في تصميم البنايات وشبابيكها.

5.109 Compare heat transfer by natural convection from vertical plates with that from horizontal plates.

5.109 قارن انتقال الحرارة بالحمل الطبيعي من اللوحات الشاقولية مع ذلك من اللوحات الافقية.

5.110 How do you evaluate the heat transfer coefficient for natural convection inside a pipe, outside a pipe and inside an annular space between two concentric spheres?

5.110 كيف تحدد قيمة معامل انتقال الحرارة للحمل الحراري الطبيعي داخل انبوب وخارجه وكذلك داخل المجال الحلقي بين كرتين متمركزتين.

5.111 Write about combined convection. In what circumstances will combined convection be considered in heat transfer analysis? Show how the rate of heat transfer is calculated.

5.111 اكتب ماتعرفه عن الحمل الحراري المتزامن. ما هي الظروف التي تستوجب اجراء تحليلات انتقال الحررة للحمل الحراري الطبيعي المتزامن مع الحمل الحراري القسري؟ وضح كيف يُحسب معدل انتقال الحرارة.

Chapter 6

Boiling and Condensation

Learning objectives of chapter 6

When you have completed this chapter you should be able to

1. Explain the principles of pool and flow boiling.
2. Evaluate the boiling heat flux.
3. Sketch the boiling curve; identify and describe the boiling regimes.
4. Apply the Rohsenow correlation to determine the heat flux for nucleate boiling.
5. Determine the critical and minimum heat fluxes.
6. Compute the total heat flux for film boiling.
7. Explain the concept of flow boiling.
8. Define and understand the principles of condensation.
9. Describe film condensation and conduct heat transfer analysis.
10. Calculate the heat transfer coefficient for film condensation on different shapes.
11. Evaluate the heat transfer coefficient for film condensation outside and inside tubes.
12. Introduce drop wise condensation and formulate the heat transfer equations.

الفصل السادس

الغليان والتكثيف

اهداف دراسة الفصل السادس

بعد الانتهاء من دراسة هذا الفصل ستتمكن من

1. شرح المباديء النظرية للغليان الوعائي وغليان جريان المائع.
2. تقييم الفيض الحراري للغليان.
3. رسم منحنى الغليان وتحديد وشرح الانواع المختلفة من الغليان.
4. تطبيق معادلة روزناو لتقدير الفيض الحراري للغليان النووي.
5. تقييم الفيض الحراري الحرج والفيض الحراري الادنى.
6. حساب الفيض الحراري الكلي للغليان الغشائي.
7. شرح ظاهرة غليان السائل الجاري.
8. تعريف وفهم مبادىء عملية التكثيف.
9. وصف عملية التكثيف الغشائي واجراء تحليلات انتقال الحرارة لها.
10. حساب معامل انتقال الحرارة للتكثيف على الغشائي فوق اسطح مختلفة الاشكال.
11. تخمين معامل انتقال الحرارة للتكثيف الغشائي فوق اسطح الانابيب وداخلها.
12. وصف ظاهرة الغليان القطراتي وصياغة معادلات انتقال الحرارة.

What do you know about boiling and condensation?

In this chapter we deal with two of the phase change processes; namely boiling and condensation. Boiling occurs when a liquid is heated up to the saturation temperature (boiling point); it is accompanied by liquid to vapor phase transformation. Condensation takes place as a result of cooling the saturated vapor; consequently, phase change from vapor to liquid is achieved. Both processes involve fluid motion and therefore can be considered as forms of convection. A temperature difference at the solid-liquid interface must exist to maintain the heat flux during boiling. Similarly for condensation, the heat transfer at the solid-vapor interface requires a steady temperature difference.

Heat transfer calculations for both processes require the knowledge of the latent heat of vaporization, surface tension and the properties of both liquid and vapor phases.

These calculations provide values for the heat transfer coefficient used in the design of boilers and condensers.

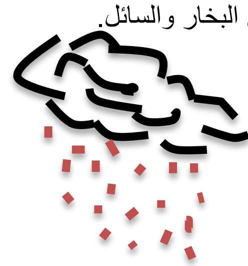
We start the chapter by a description of the different boiling regimes. We then discus the boiling curve and expand on nucleate and film boiling. This is followed by heat transfer considerations to form a basis for the design of boilers.

In the second part of the chapter, we describe the principles of condensation. We then deal with film condensation on different surfaces. The evaluation for heat transfer coefficient for condensation on tube bundles will also be covered. This is because most of the industrial condensers are in the form of a heat exchanger consisting of a bundle of tubes surrounded by a cylindrical casing.

ماذا تعرف عن غليان السائل وعن تكثيف البخار؟

نبحث في هذا الفصل عمليتين من عمليات تغير الطور, هما الغليان والتكثيف. يحدث الغليان عند تسخين السائل الى درجة حرارة التشبع (درجة الغليان) حيث تكون العملية مصحوبة بتحول السائل الى البخار. اما التكثيف فإنه يحصل نتيجة تبريد البخار المشبع للمادة مما يؤدي الى تحويله الى طور السائل. وبما ان العمليتين تتضمنا حركة في اجزاء المائع, لذا يمكن عدهما اشكالاً من الحمل الحراري. ومن اجل الحفاظ على استمرارية انتقال الحرارة اثناء عملية الغليان, يجب ان يكون هناك فرق بين درجة حرارة السطح ودرجة حرارة السائل, كما يتطلب انتقال الحرارة اثناء عملية التكثيف الابقاء على فرق ثابت بين درجة حرارتي السطح والبخار.

تستلزم حسابات انتقال الحرارة للغليان والتكثيف معرفة حرارة التبخير الكامنة والشد السطحي وكذلك معرفة خواص كل من البخار والسائل.



وتمنح هذه الحسابات قيم لمعامل انتقال الحرارة تستخدم في تصميم اجهزة الغليان (او المراجل البخارية) واجهزة التكثيف.

نبدأ الفصل بشرح انواع الغليان المختلفة, ثم نناقش منحنى الغليان مع التوسع بظاهرتي الغليان النووي والغليان الغشائي. وبعد ذلك نتناول مفاهيم انتقال الحراة التي تشكل اساساً لتصميم المراجل البخارية.

ندرس في الجزء الثاني للفصل مبادىء التكثيف, ثم نتطرق الى التكثيف الغشائي على الاسطح المختلفة. وكذلك نتناول طريقة تخمين معامل انتقال الحرارة للتكثيف فوق حزم الانابيب, وذلك لان معظم اجهزة التكثيف الصناعية هي عبارة عن مبادلات حرارية متركبة من حزم انابيب تحيط بها أغلفة انبوبية الشكل.

6.1 The Concept of Boiling

We often boil water for cooking or to make a cup of coffee or a cup of tea. But, what is boiling and how does it occur? To provide some answers, let us examine the boiling process of water in an open pan. The water temperature rises and after while we notice the formation of bubbles and the onset of a turbulent motion. The bubbles then rise and escape from the surface releasing water vapor. Further, if we continue the heating, this process would go on until the water is completely evaporated. Suppose that we place a thermometer in the water and measure the temperature at equal time intervals. We are likely to see the thermometer recording a rise from the initial temperature to a temperature that remains unchanged. In fact the water temperature remains constant until all the water in the pot is evaporated. If we now plot the temperature history, a heating diagram made of two segments will be obtained; (Figure 6.1)

6.1 مفهوم ظاهرة الغليان

غالبا ما نغلي الماء لاغراض الطبخ او لتحضير فنجان قهوة اوكوب من الشاي, فما هو الغليان؟ وكيف يحدث؟ وللاجابة على هذه الاسئلة دعنا نتفحص عملية غليان الماء في وعاء مكشوف. فبعد فترة معينة من االتسخين ترتفع درجة الحرارة ثم نلاحظ تشكيل فقاعات وحدوث حركة اضطرابية في الماء, وبعد ذلك ترتفع الفقاعات الى السطح وتنطلق الى المحيط محررة بخار الماء. علاوة على ذلك, اذا واصلنا التسخين فان العملية ستستمر حتى يتبخر الماء تماماً. ولو وضعنا ثرمومتراً في الماء لقياس درجة حرارته على فترات زمنية متساوية, فمن المرجح ان نشاهده يسجل ارتفاعاً في درجة حرارة الماء الابتدائية الى درجة تبقى دون تغير, اي درجة حرارة ثابتة. وفي واقع الحال تبقى درجة حرارة الماء ثابتة حتى يتم تبخير كمية الماء الموجودة في الوعاء بأكملها. ولو رسمنا الآن خطاً بيانياً يمثل تغيردرجة الحرارة مع الزمن, سنحصل على مخطط يتكون من جزئين, احدهما يمثل الارتفاع بدرجة الحرارة والآخر خط افقي يعكس ثبوت درجة الحرارة مع الزمن, انظر الشكل 6.1.

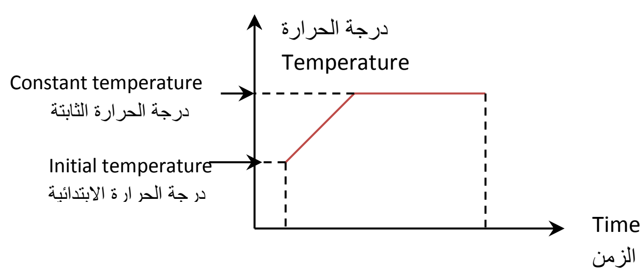


Figure 6.1 الشكل

Heating water in an open pot تسخين الماء في وعاء مفتوح للجو

If we examine the heating process more closely, we observe that bubble formation intensifies as the temperature approaches its constant value. The bubbles then grow in size, rise to the surface and burst releasing the trapped vapor.

ولو تفحصنا عملية التسخين بعناية, سنلاحظ ان توليد الفقاعات يزداد عندما تقترب درجة الحرارة من قيمتها الثابتة, ومن ثم ينمو حجم الفقاعات فترتفع الى السطح حيث تنفجر محررة البخار المحبوس داخلها.

The vapor bubble formation actually marks the onset of what is known as boiling. Thus boiling occurs when a liquid is heated by a surface at a temperature T_s which is high enough to bring the liquid to its ***boiling point*** or ***saturation temperature*** T_{sat}. The evaporation of the liquid due to boiling depends on the prevailing surrounding pressure. Once the liquid ***vapor pressure*** of the vapor trapped inside the bubbles exceeds the surrounding pressure, the bubbles break up from the liquid at the surface releasing the vapor. The boiling point of water at atmospheric pressure is 100°C; the value will be less at a lower pressure. We therefore define boiling as: *the process of evaporating a liquid when heated to a temperature where the vapor pressure is equal to the surroundings pressure.*

يُعد نشوء الفقاعات بداية لما يعرف بالغليان, وهكذا فإن الغليان يحدث عندما يُسخن السائل الى ***درجة الغليان*** او ***درجة حرارة التشبع*** (T_{sat}) بواسطة سطح درجة حرارته (T_s). ويعتمد تبخير السائل بسبب الغليان على ضغط المحيط, فعندما يتجاوز ***ضغط بخار*** السائل المحبوس داخل الفقاعات الضغط المحيط بها, تنفجر محررة البخار المحبوس لدى سطح السائل. والمعلوم ان درجة غليان الماء عند الضغط الجوي هي بحدود (100°C), وان قيمتها تقل كل ما انخفض ضغط المحيط. وبناء على ذلك يمكننا تعريف الغليان بانه: *عملية تبخير السائل عند تسخينه الى درجة حرارة يكون فيها ضغط البخار مساوياً الى ضغط المحيط.*

Evaporation due to boiling occurs at a solid-liquid ***interface***. This is different from natural ***vaporization*** of liquids. The latter is a phase change process that takes place at a liquid-vapor interface when the vapor pressure is less than the ***saturation pressure*** of the liquid at a certain temperature. Drying of clothes and the disappearance of gasoline liquid in open air are good examples of vaporization.

يحدث تبخير السائل بسبب الغليان عند ***السطح البيني*** لمادة صلبة مع السائل, وهو يختلف عن ***تبخر*** السائل الطبيعي الذي يحدث عند السطح البيني للسائل مع البخار, حيث يحصل الاخير عندما يصبح ضغط بخار السائل اقل من ***ضغط بخاره المشبع*** في درجة حرارة معينة. وافضل مثال على عملية التبخرهو تجفيف الملابس وكذلك اختفاء مادة الكازولين في الهواء الطلق.

Boiling calculations are complicated by the fluid motion caused by the formation and growth of the bubbles. Moreover, the number of variables involved in the process, including ***surface tension*** and properties of the fluid, add further complexities to the heat transfer analysis of boiling.

ان ما يزيد من تعقيد حسابات وتحليلات الغليان هو حركة المائع بسبب نشوء الفقاعات ونموها. بالاضافة الى ذلك, فإن عدد المتغيرات التي تخص هذه العملية, بما فيها ***الشد السطحي*** وخواص المائع, يؤدي الى المزيد من التعقيدات في تحليلات انتقال الحرارة للغليان.

6.1.1 Boiling Heat Flux

6.1.1 الفيض الحراري للغليان

Boiling is a form of convection; thus the heat flux from the solid surface to the liquid $q''_{boiling}$ (W/m²) can be expressed by Newton's law of cooling as follows

يعد الغليان شكلاً من اشكال الحمل الحراري, لذا يمكن استخدام قانون نيوتن للتبريد لصياغة معادلة الفيض الحراري من السطح الصلب الى السائل ($q''_{boiling}$) بوحدات (W/m²) كالآتي

$$q''_{boiling} = h\,(T_s - T_{sat}) = h\,\Delta T_{excess} \qquad (6.1)$$

where ΔT_{excess} is the ***excess temperature*** and h is the heat transfer coefficient which is strongly influenced by the bubble formation. It is clear now that the bubble formation is linked to surface tension at the liquid-vapor interface. The bubble exists as a result of a balance between pressure net force and the surface tension force.

يمثل الرمز (ΔT_{excess}) ***درجة الحرارة الزائدة***, اي الفرق بين درجة حرارة السطح ودرجة حرارة التشبع, و (h) هو معامل انتقال الحرارة الذي يتأثر كثيراً بنشوء الفقاعات. وقد اصبح واضحاً الآن بأن نشوء الفقاعات مرتبط بالشد السطحي المؤثر في التخم بين السائل والبخار, وان وجود الفقاعة هونتيجة التوازن بين محصلة قوة الضغط والقوة الناجمة عن الشد السطحي.

قوة الضغط = قوة الشد السطحي

Pressure force = Surface tension force

$$\pi r^2 (P_{vap} - P_{liq}) = 2\pi r\,\sigma$$

$$P_{vap} - P_{liq} = 2\sigma/r$$

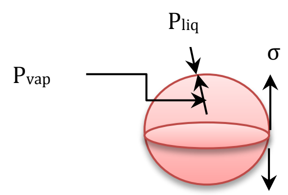


Figure 6.2 الشكل

Force balance on a bubble توازن القوى المؤثرة في الفقاعة

where P_{liq} is the liquid pressure action on the bubble, P_{vap} is the vapor pressure inside the bubble, r is the radius of the bubble and σ is the surface tension in N/m acting around the perimeter.

When the liquid is at a higher temperature than the vapor, heat is transferred to the inside of the bubble causing the bubble to grow and rise to the surface. When the liquid is at a temperature lower than the vapor, heat is transferred from the vapor to the liquid causing some of the vapor to condense and the bubble to collapse.

حيث يمثل الرمز (P_{liq}) ضغط عمود السائل فوق الفقاعة و (P_{vap}) هو ضغط البخار داخل الفقاعة و (r) نصف قطر الفقاعة و (σ) الشد السطحي الذي يؤثر في محيط الفقاعة بوحدات (N/m).

اذا كانت درجة حرارة السائل أعلى من درجة البخار, ستنتقل الحرارة الى داخل الفقاعة فينمو حجمها ثم ترتفع الى السطح. اما اذا كانت درجة حرارة السائل اقل من درجة حرارة البخار, ستنتقل الحرارة من البخار الى السائل فيتكثف بعض البخار مما يؤدي الى انهيار الفقاعة.

There are two types of boiling; one is known as ***pool boiling*** which occurs in a vessel containing a stagnant liquid. Any fluid motion during boiling is attributed to natural convection and to bubble formation. The second type is the ***flow boiling*** or ***forced convection boiling***; this type is achieved when the liquid is driven through heated pipes by a pump. Boiling may also be classified according to the liquid temperature as ***sub-cooled*** or ***saturated***. In sub-cooled boiling the temperature of the liquid is below the saturation temperature, thus bubbles formed at the surface may condense in the liquid. Saturated boiling occurs when the liquid is at the saturation temperature T_{sat}; in this case the bubbles escape from the surface to the surroundings.

هناك نوعان من الغليان, احدهما يسمى ***الغليان الوعائي*** الذي يحدث في وعاء يحتوي سائلاً ساكناً. تعزى اي حركة للسائل اثناء هذا الغليان الى الحمل الحراري الطبيعي والى نشوء الفقاعات. اما النوع الثاني فهو ***غليان السائل الجاري*** او ***غليان الحمل الحراري القسري*** الذي يحصل في السائل المدفوع بواسطة المضخات في الانابيب المسخنة. ويمكن ايضاً تصنيف الغليان حسب درجة حرارة السائل على انه ***الغليان شبه المبرد*** او ***الغليان المشبع***. ففي حالة الغليان شبه المبرد تكون درجة حرارة السائل اقل من درجة حرارة التشبع, لذا فإن الفقاعات المتولدة لدى السطح قد تتكثف في السائل فتختفي. بينما يحدث الغليان المشبع عندما تكون درجة حرارة السائل مساوية درجة حرارة التشبع (T_{sat}), وفي هذه الحالة تتحرر الفقاعات من سطح السائل الى محيطه الخارجي.

6.2 Pool Boiling

We mentioned in the previous discussion that pool boiling does not involve liquid flow. The boiling of water in a pan on a stove is an example of this type of boiling. At the start of the heating process we may notice small bubble sticking to the surface of the pan. These are air bubbles and not the familiar vapor bubbles. As the temperature rises, we notice the movement of the water due to natural convection currents which is followed by the formation of the vapor bubbles. These bubbles get detached from the surface of the pan, rise and collapse in the cooler water. This is in fact what is known as sub-cooled boiling. As the temperature increases further and approach the saturation temperature, waves of bubbles rise and escape from the surface marking the start of saturation boiling [1, 2, 3, 4, 5]

6.2 الغليان الوعائي

كنا قد ذكرنا في الفقرة السابقة بأن الغليان الوعائي لايرتبط بجريان السائل, وافضل مثال على هذا النوع هوغليان الماء في وعاء يُسَخن بواسطة موقد حراري. ففي بداية التسخين قد نشاهد فقاعات صغيرة الحجم ملتصقة بسطح الوعاء, وهي فقاعات هوائية وليس فقاعات البخار التي ذكرناها, ولكن عندما ترتفع درجة الحرارة سنلاحظ حدوث حركة في الماء بسبب تيارات الحمل الحراري الطبيعي يتبعها نشوء فقاعات من البخار. تنفصل هذه الفقاعات عن سطح الوعاء فترتفع وتنهار في الماء البارد نسبياً, وهذا هو ما يُعرف في الواقع بالغليان شبه البارد. وعندما تزداد درجة الحرارة مقتربة من درجة التشبع, تتصاعد مجاميع من الفقاعات وتتحرر من السطح مشيرة الى بدء الغليان المشبع [1, 2 ,3, 4, 5]

6.2.1 The Boiling Curve

Extensive research on boiling has been done; however, ***Nukiyama*** [6] was the first one to identify the boiling regimes. In his experiment, he evaluated the heat flux from an electrically heated nichrome wire to boiling water. The heat flux, which is equal to the power supply, was determined by measuring the current flow and voltage change across the wire. The wire temperature was evaluated from the relationship of temperature to wire resistance. The excess temperature ΔT_{excess} was found to be a function of the heat flux which is the same as the power supply to the wire. Nukiyama observed that boiling takes different forms according to the value of the excess temperature; four forms of boiling were recognized as shown in Figure 6.3.

6.2.1 منحنى الغليان

تم اجراء العديد من الدراسات والبحوث في مجال الغليان, وكان الباحث ***نوكياما*** [6] اول من حدد انواع الغليان من خلال التجارب المختبرية. وقد قام بقياس الفيض الحراري المنتقل من سلك مصنوع من مادة ***النايكروم*** المسخن كهربائياً الى ماء في حالة الغليان. والمعلوم ان الفيض الحراري يساوي القدرة الكهربائية المجهزة للسلك, لذا تم تحديد قيمته من قياس التيار الكهربائي وفرق الجهد بين طرفي السلك. كما تم تقدير درجة حرارة السلك من معرفة العلاقة بين درجة الحرارة ومقاومة السلك الكهربائية. لقد بينت تجارب نوكياما ان مقدار درجة الحرارة الزائدة (ΔT_{excess}) هي دالة للفيض الحراري, ولاحظ ايضاً ان الغليان يتخذ اشكالاً مختلفة وفقاً لمقدار درجة الحرارة الزائدة. وقد توصل الباحث الى معرفة اربعة انواع من الغليان كما هومبين في الشكل 6.3

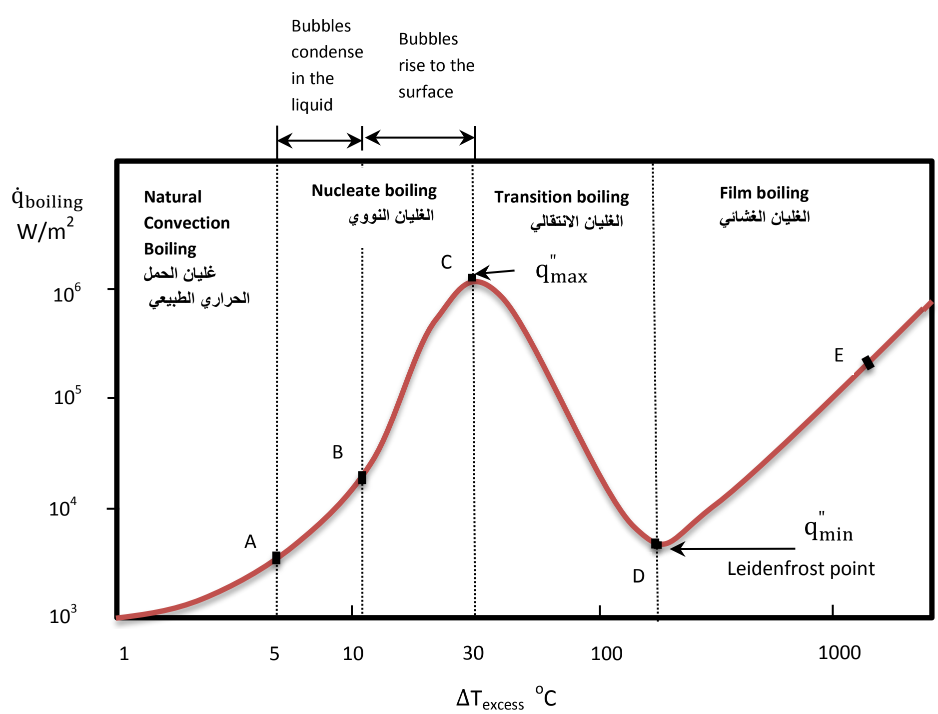


Figure 6.3 الشكل

Boiling Curve for water at 1 atm منحنى غليان الماء عند الضغط الجوي

Figure 6.3 is atypical ***boiling curve*** for water; it is a plot of the heat flux $\dot{q}_{boiling}$ in W/m^2 verses the excess temperature ΔT_{excess} in ^oC.

يمثل الشكل (6.3) نموذجاً ***لمنحنى غليان*** الماء, حيث رُسم الفيض الحراري ($\dot{q}_{boiling}$) بوحدات (W/m^2) ضد درجة الحرارة الزائدة (ΔT_{excess}) بوحدات (^oC).

6.3 Boiling Regimes

6.3 انواع الغليان

Four distinct regions are identified on the boiling curve; each region represents one type of boiling. These types are: ***natural convection boiling***, ***nucleate boiling***, ***transition boiling*** and ***film boiling***. In what follows we will explain each type of boiling

يتضح في منحنى الغليان اربعة مناطق محددة, حيث تمثل كل منطقة نوعاً معيناً من الغليان. وهذه الانواع هي: ***غليان الحمل الحراري الطبيعي*** و ***الغليان النووي*** و ***الغليان الانتقالي*** و ***الغليان الغشائي***, وفيما يلي سنشرح كل نوع من انواع الغليان.

6.3.1 Natural Convection Boiling

6.3.1 غليان الحمل الحراري الطبيعي

This type of boiling exists at $\Delta T_{excess} < 5^oC$ up to the point A in Figure 6.3. In this region, the wire surface temperature T_s is slightly above the water saturation temperature T_{sat}. The water motion in this region is caused by natural convection currents. The bubble formation will only start at point A, which marks the onset of nucleate boiling.

يحدث هذا النوع من الغليان عندما تكون درجات الحرارة الزائده اقل من خمس درجات مؤية, اي ($\Delta T_{excess} < 5^oC$) وصولاً الى النقطة (A) في الشكل (6.3). وتكون درجة حرارة سطح السلك (T_s) في هذه المنطقة اعلى قليلاً من درجة حرارة التشبع (T_{sat}). وتعزى حركة الماء في هذه المنطقة الى تيارات الحمل الطبيعي فقط, ولن يبدأ نشوء الفقاعات الا عند النقطة (A) التي تشير الى بداية الغليان النووي.

6.3.2 Nucleate Boiling

6.3.2 الغليان النووي

Nucleate boiling occurs in the excess temperature range $5^oC < \Delta T_{excess} < 30^oC$; it is separated into two distinct regions: region A-B and region B-C. Region A-B is characterized by the formation of isolated bubbles that get detached from the heating surface and dissipated into the liquid. Liquid water replaces the rising bubbles near the heating surface causing a movement in the water. The resulting convective currents cause an increase in the value of the heat transfer coefficient in this region. As the excess temperature rises beyond B, bubbles start to form at a greater rate. Consequently, numerous continuous columns of bubbles rise towards the free surface. The jets and columns of bubbles escape from the surface

يحدث الغليان النووي عندما يكون مقدار درجة الحرارة الزائدة ($5^oC < \Delta T_{excess} < 30^oC$), وينقسم هذا الغليان الى نوعين: احدهما ممثلاً بالخط (A-B) والآخر بالخط (B-C). يتميز غليان المنطقة (A-B) بنشوء فقاعات منفردة تنفصل عن سطح التسخين ثم تُبدد في السائل فتختفي, ويحل السائل محل الفقاعات الصاعدة قرب سطح التسخين مما يسبب حركة في الماء. تؤدي تيارات الحمل الحراري الناتجة عن الحركة في هذه المنطقة الى زيادة بقيمة معامل انتقال الحرارة. وعندما ترتفع درجة الحرارة الزائدة الى ما بعد النقطة (B) تزداد سرعة نشوء الفقاعات مسببة تشكيل عدد كبير من اعمدة الفقاعات الصاعدة باتجاه سطح الماء. تنطلق هذه الاعمدة من سطح الماء الى المحيط الخارجي

releasing their vapor content. Further increase in ΔT_{excess}, within the region B-C, will increase the rate of evaporation. Consequently, the generated bubbles cover large parts of the heating surface causing the heat flux to increase at a lower rate. At point C, the flux reaches its highest value which is known as the ***maximum*** or ***critical heat flux*** q''_{max}. For example, the critical heat flux for water at atmospheric pressure exceeds 1 MW.

محررة البخار, وإن حصول اي زيادة لاحقة بمقدار (ΔT_{excess}) ضمن المنطقة (B-C) سيزيد من معدل التبخير. وبالتالي,تغطي الفقاعات المتولدة سريعاً اجزاء من سطح التسخين مما يؤدي الى تزايد الفيض الحراري بسرعة اقل. ويبلغ الفيض الحراري اعلى قيمة له عند النقطة (C) حيث يسمى ***الفيض الحراري الاقصى*** او ***الفيض الحراري الحرج*** (q''_{max}), وعلى سبيل المثال فإن قيمة الفيض الحراري الحرج للماء عند الضغط الجوي تتجاوز (1 MW).

Nucleate boiling is characterized by relatively high heat transfer coefficient, particularly at low values of excess temperature.

For further information, we recommend the studies conducted by ***Westwater et al***. [7, 8, 9], including illustrative photographs.

يتميز الغليان النووي بمعامل انتقال حرارة عالي نسبياً, خاصة عند القيم المنخفضة لدرجة الحرارة الزائدة.

وللمزيد من المعلومات نوصي بمراجعة ما قدمه الباحث ***ويستوتر وآخرون*** من دراسات معززة بالصور التوضيحية تخص انواع الغليان [7, 8, 9].

6.3.3 Transition Boiling

As the heating is continued and the excess temperature value increases beyond C, the heat flux decreases. This is because the bubbles are now formed at a much faster rate and the heating surface gets covered by a vapor film. The low thermal conductivity of the film increases the heat transfer resistance and hence retards heat transfer from the surface to the boiling water. The region C-D (30°C – 120°C) is called ***transition boiling***. In this region, boiling is also known as ***unstable film boiling***, because it keeps changing from nucleate to film and vice versa. At point D, nucleate boiling is completely replaced by film boiling.

6.3.3 الغليان الانتقالي

عندما يستمر التسخين وتزداد درجة الحرارة الزائدة الى اعلى من النقطة (C), يبدأ الفيض الحراري في الانخفاض. ويعود سبب ذلك الى نشوء الفقاعات بمعدل اسرع بكثير, مما يؤدي الى تغطية سطح التسخين بغشاء من البخار. ونظراً الى انخفاض قيمة الموصلية الحرارية لهذا الفيلم تزداد المقاومة الحرارية, وبالتالي يحصل تباطؤ في عملية انتقال الحرارة من السطح الى الماء المغلي. تسمى المنطقة الممثلة بالخط (C-D)التي تقع ضمن درجات الحرارة (30°C – 120°C) منطقة ***الغليان الانتقالي*** وتسمى ايضاً ***الغليان الغشائي غير المستقر***, لان الغليان فيها يتقلب باستمرار من غليان نووي الى غليان غشائي والعكس. وعند بلوغ النقطة (D) يحل الغليان الغشائي محل الغليان النووي بشكل تام.

6.3.4 Film Boiling

Film boiling occurs beyond point D; in this region the heat heating surface is completely covered by a ***stable vapor film***.

6.3.4 الغليان الغشائي

يحدث الغليان الغشائي ما بعد النقطة (D), وفي هذه المنطقة يصبح سطح التسخين مغلفاً ***بغشاء بخاري مستقر***.

The heat flux reaches a minimum value q''_{min} at D known as the ***Leidenfrost point***, in honor of ***J. C. Leidenfrost*** who observed in 1756 that water droplets on the film of a very hot surface move around and slowly boil away. However, as the surface temperature is increased beyond D, the heat flux increases with ΔT_{excess}. This is due to the higher rate of heat transfer through the vapor film as a result of radiation from the hot surface.

Nukiyama observed that heating beyond point C may cause the nichrome wire to melt due to the rapid rise of ΔT_{excess} to point E. Thus, C is considered as the ***burnout point***, and the heat flux at this point is called the ***burnout heat flux***. For this reason he used platinum wire which has higher melting point to avoid burnout and obtain better results.

ويبلغ الفيض الحراري قيمته الدنيا (q''_{min}) عند النقطة (D) التي تسمى ***نقطة لايدنفروست***, حيث أُطلقت هذه التسمية تكريماً للباحث ***جي. سي. لايدنفروست***. وقد شاهد الباحث في عام 1756 أن قطرات الماء الملاصقة لغشاء البخار فوق سطح شديد السخونة تتحرك حول السطح الساخن ثم تغلي فتبتعد ببطء عنه. لكن اي ارتفاع بدرجة الحرارة السطح الى ما بعد النقطة (D) سيؤدي الى زيادة بالفيض الحراري تبعاً لمقدار درجة الحرارة الزائدة (ΔT_{excess}). ويُعزى سبب هذه الزيادة الى ارتفاع معدل انتقال الحرارة خلال الغشاء نتيجة الاشعاع الحراري المنبعث من السطح الساخن.

لاحظ الباحث ***نوكياما*** بان التسخين الى ما بعد النقطة (C) قد يسبب انصهار سلك النيكروم, وذلك نتيجة ارتفاع درجة الحرارة الزائدة (ΔT_{excess}) بشكل سريع الى النقطة (E). وعليه تُعد النقطة (C) ***نقطة الاحتراق***, كما يُدعى الفيض الحراري عندها ***الفيض الحراري الاحتراقي***. ولتجنب ظاهرة احتراق السلك والتوصل الى نتائج متكاملة, استخدم الباحث سلكاً مصنوعاً من البلاتين يمتلك درجة انصهار عالية.

6.4 Correlations for Pool Boiling

There are many heat transfer correlations that may be used to determine the heat transfer coefficient for the different boiling regimes. Obviously, each boiling regime has a distinct mechanism that dictates the nature of the relationship. For example, the natural convection boiling is governed by natural convection eddies, and therefore the heat transfer rate may be estimated by some of the natural convection empirical equations of chapter 5. In this section we consider some the correlations applied to nucleate and film boiling.

6.4 العلاقات التجريبية للغليان الوعائي

هناك العديد من علاقات انتقال الحرارة التجريبية التي يمكن استخدامها لتخمين قيمة معامل انتقال الحرارة لانواع الغليان المختلفة. ومن البديهي ان يكون لكل نوع من الغليان ميكانيكية تتحكم بطبيعة العلاقة التي تخصه. على سبيل المثال, يخضع غليان الحمل الحراري الطبيعي لتأثير تيارات الحمل الحراري, لذا يمكن تقدير معامل انتقال الحرارة باستخدام بعض المعادلات التجريبية المتعلقة بالحمل الحراري الطبيعي التي مر ذكرها في الفصل الخامس. نتطرق في هذه الفقرة الى بعض العلاقات التجريبية التي تُطبق على ظاهرة الغليان النووي والغليان الغشائي.

6.4.1 Nucleate Boiling Correlations

In this regime, the rate of heat transfer is greatly influenced by the number of nucleation sites present on the surface, and also by the rate of bubble formation on each site of the heating surface.

6.4.1 العلاقات التجريبية للغليان النووي

يتأثر هذا النوع من الغليان الى حد كبير بعدد مواقع تكوين نواة الفقاعات لدى السطح, وكذلك يتأثر بسرعة نشوء الفقاعات في كل موقع على سطح التسخين.

The conditions existing around the heating surface may also affect heat transfer. As a result, the development of heat transfer equations by theoretical analysis is complex and difficult to achieve. Thus, research is focused on formulating empirical relations from experimental data.

كما قد تؤثر الظروف السائدة حول سطح التسخين على معدل انتقال الحرارة. ونتيجة لذلك فإن استخدام التحليلات النظرية لاستنباط معادلات انتقال الحرارة معقد وصعب التحقيق. وبالتالي, تركزت البحوث على صياغة معادلات تجريبية تستند الى بيانات مختبرية.

A widely used empirical equation to estimate the heat flux in the nucleate boiling regime was developed by ***Rohsenow*** [10], which is in the form

ان من اكثر المعادلات شيوعاً لتخمين الفيض الحراري في منطقة الغليان النووي هي المعادلة التجريبية التي طورها الباحث ***روزناو*** بالصيغة الآتية [10]

$$q''_{nucleate} = \mu_l\, h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l-\rho_v)}{\sigma}\right]^{1/2} \left[\frac{C_{pl}(T_s-T_{sat})}{C_{sf}\, h_{fg}\, Pr_l^n}\right]^3 \qquad (6.2)$$

where

حيث ان

$q''_{nucleate}$ (W/m^2) = nucleate boiling heat flux
μ_l (Ns/m^2) = viscosity of the liquid
h_{fg} (J/kg) = enthalpy of vaporization
g (m/s^2) = acceleration due to gravity
ρ_l (kg/m^3) = liquid density
ρ_v (kg/m$_3$) = vapor density
σ (N/m) = surface tension of the liquid-vapor interface
C_{pl} (J/kg K) = liquid specific heat capacity
C_{pv} (J/kg K) = vapor specific heat capacity
T_s (^{o}C) = surface temperature
T_{sat} (^{o}C) = liquid saturation temperature
C_{sf} = constant that depends on surface-fluid combination
Pr_l = Prandtl number of the liquid
n = constant that depends on the type of fluid

$q''_{nucleate}$ (W/m^2) = الفيض الحراري للغليان النووي
μ_l (Ns/m^2) = لزوجة السائل
h_{fg} (J/kg) = انثالبي التبخير
g (m/s^2) = التعجيل الجاذبي
ρ_l (kg/m^3) = كثافة السائل
ρ_v (kg/m$_3$) = كثافة البخار
σ (N/m) = الشد السطحي بين السائل والبخار
C_{pl} (J/kg K) = السعة الحرارة النوعية للسائل
C_{pv} (J/kg K) = السعة الحرارة النوعية للبخار
T_s (^{o}C) = درجة حرارة السطح
T_{sat} (^{o}C) = درجة حرارة التشبع للسائل
C_{sf} = ثابت يعتمد على نوع السطح والمائع
Pr_l = رقم براندتل للسائل
n = ثابت يعتمد على نوع المائع

The fluid properties in equation (6.2)are to be evaluated at the saturation temperature T_{sat}.

تُستخرج خواص المائع في المعادلة (6.2) عند درجة حرارة التشبع (T_{sat})

The experimental values of the constants C_{fs} and n determined by workers in the field are given in table 6.1. Surface tension and heat of vaporization values for water are presented in the water properties table in the appendix.

يبين الجدول 6.1 قيم الثوابت (C_{fs}) و (n) التي حددها الباحثون في هذا المجال, كما تتوفر قيم الشد السطحي للماء في جدول خواص الماء في الملحق.

Table 6.1 الجدول

Values of C_{fs} and n for different fluid - surface combinations [1, 10]
قيم الثوابت (C_{fs}) و (n) التي تخص منظومات (مائع – سطح) مختلفة

Fluid - Surface	C_{fs}	**n**	**المائع-السطح**
Water - copper	0.0130	1.0	الماء - النحاس
Water - stainless steel (chemically etched)	0.0133	1.0	الماء - الحديد الصلب المصقول كيميائياً
Water - stainless steel (mechanically polished)	0.0130	1.0	الماء- الحديد الصلب المصقول ميكانيكياً
Water - brass	0.0060	1.0	الماء - البراس
Water - nickel	0.0060	1.0	الماء - النيكل
Water - platinum	0.0130	1.0	الماء- البلاتين
Benzene - chromium	0.0101	1.7	البنزين - الكروم
Ethyl alcohol - chromium	0.0027	1.7	الكحول الاثيلي - الكروم
Carbon tetrachloride- copper	0.0130	1.7	رابع كلوريد الكاربون - النحاس
Isopropyl alcohol - copper	0.0025	1.7	كحول الايزوبروبيل

It is worth noting that the rate of nucleate boiling heat transfer may increase significantly at high pressures. This is because the heat of evaporation of water decreases with the increase of pressure; h_{fg} appears in the denominator of equation (6.2)

تجدر الاشارة هنا الى ان معدل الغليان النووي قد يزداد بشكل ملحوظ تحت تأثير الضغوط العالية, ويعود سبب ذلك الى وجود حرار تبخير الماء (h_{fg}) في مقام المعادلة (6.2) التي تنخفض قيمتها بازدياد الضغط.

6.4.2 Critical Heat Flux

6.4.2 الفيض الحراري الحرج

The maximum or ***critical heat flux*** q''_{max} value occurs at point C of the boiling curve. As mentioned earlier, this is the burn out point and should be avoided in the design of boiling equipment. ***Kutateladze*** and ***Zuber*** [17, 10] used different techniques to develop an expression to evaluate q''_{max} in the form

تقع قيمة الفيض الحراري القصوى او ***الفيض الحراري الحرج*** (q''_{max}) عند االنقطة (C) المبينة في منحنى الغليان. وكما ذكرنا سابقاً فإن هذه النقطة تمثل نقطة الاحتراق وعليه يجب تجنبها عند تصميم معدات الغليان. وقد استخدم الباحثان ***كوتاتيلادز*** و ***زوبر*** [17, 10] طريقتين مختلفتين لايجاد معادلة لحساب قيمة (q''_{max}), وهي بالصيغة

$$q''_{max} = C_{cr}\, h_{fg}\, [\sigma\, g\, \rho_v^2\, (\rho_L - \rho_v)]^{1/4} \qquad (6.3)$$

where C_{cr} is a constant related to the heater geometry. ***Leinhard*** [3] reported a value for C_{cr} of 0.149 for large horizontal plates. While ***Zuber*** experiments indicated a value of 0.131 for large horizontal cylinders, spheres and many large heated surfaces. Note that the properties in equation (6.3) are to be evaluated at the saturation temperature of the liquid. Equation (6.3) applies when the heater characteristic length is larger than the bubble diameter. For small heaters, a ***correction factor*** is applied when the value of a dimensionless parameter Y^* is smaller than 0.2, where

حيث يمثل الرمز (C_{cr}) ثابت تعتمد قيمته على شكل السخان الهندسي. وقد دون الباحث ***لاينهارد*** [3] قيمة الثابت بحدود (0.149) للسخان على هيئة صفيحة كبيرة مثبتة افقياً. بينما اشارت تجارب ***زوبر*** التوصل الى قيمة بحدود (0.131) للاجسام الاسطوانية الكبيره المثبتة افقياً, وكذلك الاجسام كروية الشكل وعدداً من الاجسام الكبيرة الآخرى. وتجدر الملاحظة هنا بأن خواص المائع في المعادلة (6.3) تُقدر عند درجة حرارة تشبع السائل, كما إن هذه المعادلة قابلة للتطبيق عندما يكون الطول المُميز للسخان اكبر من قطر الفقاعة. وفيما يخص السخانات الصغيرة, فالامر يستلزم استخدام ***عامل تصحيح***, وذلك اذا كانت قيمة المقدار غير البعدي (Y^*) اصغر من 0.2, حيث

$$Y^* = \sqrt{\sigma/(g[\rho_l - \rho_v])}/L_c \qquad (6.4)$$

where L_c is the characteristic length of the heater. ***Lienhard*** [3] reported some correction factors for various geometrical shapes.

The critical heat flux q''_{max} depends strongly on pressure; research has shown that it increases with pressure up to about one-third of the ***critical pressure***, and then falls to zero at the critical pressure value [11].

حيث يمثل (L_c) الطول المُميز للسخان. هذا وقد قام ***لايناهارد*** [3] بتدوين بعض القيم لعامل التصحيح التي تخص اشكالاً هندسية مختلفة.

يَعتمد الفيض الحراري الحرج (q''_{max}) بشكل ملحوظ على مقدار الضغط, فقد اظهرت نتائج البحوث بأن قيمته تزداد مع ارتفاع االضغط وتستمر بالزيادة الى ان يصل الضغط الى مايعادل ثلث قيمة ***الضغط الحرج***, بعد ذلك تبدأ بالانخفاض لتصبح صفراً عند الضغط الحرج [11].

6.4.3 Minimum Heat Flux

6.4.3 الفيض الحراري الادنى

The ***minimum heat flux*** value which is known as the ***Leidenfrost point*** marks the onset of film boiling. In the design of heating surfaces, it is imperative to evaluate the minimum flux. This is because if the flux value drops below the minimum, the film will collapse and the surface cools down causing nucleate boiling to be reestablished. ***Zuber*** [12] derived an expression to evaluate the minimum flux for large horizontal plates, it is

تُعد قيمة ***الفيض الحراري الادنى***, التي تسمى ***نقطة لايدنفروست*** , بداية تحول الغليان الى غليان غشائي, وعليه يكون تقدير قيمة الفيض الادنى ضرورياً في تصميم اسطح التسخين. ويعود سبب ذلك الى ان تدني قيمة الفيض الحراري الى اقل من هذه النقطة سيؤدي الى تفكك الغشاء ومن ثم تبريد سطح التسخين مسبباً اعادة بدء الغليان النووي. وقد اشتق الباحث ***زوبر*** [12] معادلة لتخمين قيمة الفيض الادنى للصفائح الافقية كبيرة المساحة بالصيغة الآتية

$$q''_{min} = C_{cm}\, \rho_v\, h_{fg} \left[\frac{\sigma\, g\, (\rho_l - \rho_v)}{(\rho_l + \rho_v)^2} \right]^{1/4} \qquad (6.5)$$

The value of the constant was determined experimentally at moderate pressures by ***Berenson*** [13] to be C_{cm} = 0.09. However, this value can be in error up to 50% or more, particularly at higher pressures.

اوجد الباحث ***بيرينسون*** [13] قيمة مختبرية للثابت (C_{cm}) تحت تأثير الضغوط المعتدلة مساوية الى (0.09). الا ان هذه القيمة فيها نسبة خطأ قد تتجاوز (50%) او اكثر, خاصة تحت تأثير الضغوط العالية .

6.4.4 Film Boiling Correlations

6.4.4 معادلات الغليان الغشائي

Bromely [14] applied an analysis based on the ***condensation*** theory to estimate the heat flux for film boiling on a cylinder or a sphere. The relation he developed may be expressed as

استخدم الباحث ***بروملي*** [14] تحليلات تستند الى نظرية ***التكثيف*** لحساب الفيض الحراري للغليان الغشائي فوق سطح اسطواني او سطح كروي. ويمكن كتابة المعادلة التي طورها بالصيغة الآتية

$$\bar{h}_{film} = C_{film}\left[\frac{k_v^3\, g\, h'_{fg}\, \rho_v(\rho_l - \rho_v)}{\mu_v D\,(T_s - T_{sat})}\right]^{1/4} \qquad (6.6)$$

The heat flux q''_{film} is then determined by Newton's Law of cooling. The value of the constant C_{film} is 0.62 for cylinders [14] and 0.67 for spheres [3]. The ***corrected heat of evaporation*** h'_{fg}, which includes the ***sensible heat*** required to maintain the temperature within the vapor film above the saturation temperature, is approximated as [1]

ويتم تحديد الفيض الحراري (q''_{film}) من قانون نيوتن للتبريد. وقد وُجد ان قيمة الثابت (C_{film}) للاجسام السطوانية تساوي (0.62) [14] وقيمته للاجسام الكروية (0.67) [3]. وتُكتب ***حرارة التبخير المصححة*** (h'_{fg}) التي تتضمن ***الحرارة المحسوسة*** اللازمة لابقاء درجة حرارة البخار اعلى من درجة حرارة التشبع بالصيغة التقريبية التالية [1]

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.8\, C_{pv}\,(T_s - T_{sat}) \qquad (6.7)$$

The vapor properties are evaluated at the film temperature $T_f = (T_s + T_{sat})/2$ and the liquid density at the saturation temperature T_{sat}.
Note that at high surface temperatures (above 300°C), radiation through the vapor film becomes significant. The heat flux by radiation can be evaluated from

حيث تُقَدر خواص البخار استناداً الى درجة حرارة الفيلم [$T_f = (T_s + T_{sat})/2$], بينما تقدركثافة السائل عند درجة حرارة تشبعه (T_{sa}).
تجدر الملاحظة انه عند درجات حرارة السطح المرتفعة (اعلى من 300°C) يصبح الاشعاع الحراري النافذ خلال غشاء البخار مؤثراً, لذا يتم تخمين الفيض الحراري الناجم عن الاشعاع من

$$q''_{radiation} = \varepsilon\, \sigma\, (T^4_s - T^4_{sat}) \qquad (6.8)$$

where ε is the ***emissivity*** of the heating surface and σ is the Stefan Boltzman constant ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8}\ W/m^2.K^4$). ***Bromely*** determined the total flux q''_{total} using the equation

يمثل الرمز (ε) ***انبعاثية*** سطح التسخين و (σ) ثابت ستيفان – بولتزمان ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8}\ W/m^2\ K^4$). وقد حدد ***بروملي*** قيمة الفيض الحراري الاجمالي (q''_{total}) باستخدام المعادلة التالية

$$q''_{total} = q''_{film} + ¾\ q''_{radiation} \qquad (6.9)$$

Thus, the heat transfer coefficient $\bar{h}_{film}$ is first estimated from equation (6.6) and then the film boiling heat flux q''_{film} is calculated from the following relation

وهكذا, تُحسب اولاً قيمة معامل انتقال الحرارة ($\bar{h}_{film}$) من المعادلة (6.6) ثم فيض الغليان الغشائي (q''_{film}) من المعادلة التالية

$$q''_{film} = \bar{h}_{film}(T_s - T_{sat}) \qquad (6.10)$$

6.4.5 Methods to Enhance Pool Boiling Heat Flux

6.4.5 طرائق تعزيز فيض الغليان الوعائي

Generally, the effects of gravity and sub-cooling on heat transfer in pool boiling are considered negligible. Sub-cooling means that the temperature of the liquid is kept below the saturation temperature. One of the important factors that affect the nucleate boiling regime is the condition of the heating surface. Rough surfaces enhance nucleation and hence increase the rate of bubble formation. A practical method to manufacture effective surfaces is to coat the surface with a thin layer of a porous material. The pores may be created mechanically to maintain continuous vapor formation. Such design is reported to increase nucleate boiling heat flux up to ten times.

عموما, تُعتبر تأثيرات الجاذبية على انتقال الحرارة اثناء الغليان الوعائي ضئيلة, و يُهمل ايضاً تاثير درجة حرارة السائل عندما تكون اقل من درجة التشبع. وتُعد طبيعة سطح التسخين من اهم العوامل التي تؤثرفي الغليان النووي, فقد وجد ان السطح الخشن يعمل على تعزيز عملية نشوء النويات وبالتالي زيادة سرعة تكوين الفقاعات. وهناك طريقة عملية لانتاج سطوح خشنة تلائم الغليان كطلاء السطح بطبقة رقيقة من مادة مسامية. ويمكن انتاج المسامات بالوسائل الميكانيكية للاستمرار بعملية انتاج البخار, وقد وجد ان مثل هذا التصميم يزيد الفيض الحراري للغليان النووي بما لايقل عن عشرة اضعاف.

Heat transfer in pool boiling may also be enhanced by mechanical agitation and surface vibration, but workers in the field found that the techniques are not practical.

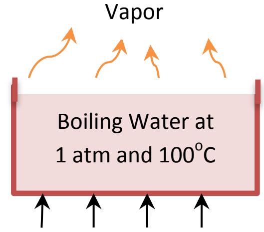
يمكن ايضاً استخدام التحريك الميكانيكي واهتزاز السطح لتعزيز انتقال الحرارة اثناء الغليان الوعائي, لكن الباحثين في هذا المجال وجدوا بان هذه التقنيات ليست عملية.

Example 6.1

Water is boiled at 1 atm in a stainless steel pan as shown below. If the pan diameter is 20-cm and its surface is maintained at 120°C, calculate the rate of evaporation of the water in kg/s.

المثال 6.1

يغلي الماء تحت تأثيرالضغط الجوي (1 atm) في وعاء مصنوع من الصلب المقاوم للصدأ كما هوموضح في الشكل ادناه. فاذا كان قطر الوعاء (20-cm) ودرجة حرارة سطحه (120°C), احسب معدل تبخير الماء بوحدات (kg/s).



Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$$T_s = 120^oC,\ T_{sat}\ \text{at 1 atm} = 100^oC,\ D = 20\ cm = 0.2\ m,\ g = 9.8\ m/s^2$$

Find:

Rate of evaporation of water

المطلوب ايجاده:

معدل تبخير الماء

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Negligible heat losses from the pan.

الافتراضات:

1. حالة الاستقرار سائدة.
2. اهمال المفقودات الحرارية من الوعاء.

Analysis:

The properties of water at the saturation temperature (100°C) are:

التحليلات:

خواص الماء عند درجة حرارة التشبع (100°C) هي:

$$\rho_L = 957.9\ kg/m^3,\ \rho_v = 0.6\ kg/m^3,\ Pr_l = 1.75,\ h_{fg} = 2257\ kJ/kg,\ \sigma = 0.0589\ N/m,$$

$$\mu_l = 279 \times 10^{-6}\ N.s/m^2\ \ C_{pl} = 4.217\ kJ/kg.K$$

The constants values from table 6.1:

قيم الثوابت من الجدول 6.1:

For water-stainless steel للماء- حديد الصلب المقاوم للصدأ

C_{sf} = 0.0130, n = 1

The excess temperature is

مقدار درجة الحرارة الزائدة

$$\Delta T_{excess} = T_s - T_{sat} = 120 - 100 = 20^oC$$

According to the boiling curve, nucleate boiling occurs at ΔT_{excess} = 20^{o}C; therefore we can apply the Rohsenow expression to find the heat flux.

يحدث الغليان النووي عند درجة الحرارة الزائدة (ΔT_{excess} = 20^{o}C) وفقاً لما هوموضح في منحنى الغليان, وعليه يمكن تطبيق معادلة روزناو لحساب الفيض الحراري.

$$q''_{nucleate} = \mu_l\, h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l-\rho_v)}{\sigma}\right]^{1/2} \left[\frac{C_{pl}(T_s-T_{sat})}{C_{sf}\ h_{fg}\, Pr_l^n}\right]^3 \qquad \text{(Eqn. 6.2)}$$

$$q''_{nucleate} = 279 \times 10^{-6} \times 2257 \times 10^3 \left[\frac{9.8(957.9-0.6))}{0.0589}\right]^{1/2} \left[\frac{4217(120-100)}{0.0130 \times 2257000 \ \times 1.75}\right]^3$$

$$q''_{nucleate} = 1.1137 \text{ MW/m}^2$$

The boiling heat transfer rate is معدل انتقال الحرارة للغليان هو

$q_{nucleate}$ = $q''_{nucleate}$ x surface area of the bottom of the pan (A_s)

$$q_{nucleat} = q''_{nucleate} \times \pi D^2/4 = 1.1137 \times \pi \times 0.2^2/4 = 0.034987 \text{ MW} = 34.987 \text{ kW}$$

The rate of evaporation = $q_{nucleat}/h_{fg}$ = 34.987/2257 = <u>0.0155 kg/s</u>

Comments:

1. The water in the pan evaporates at the rate of 15 grams per second.
2. If the power supply or $q_{nucleate}$ is given, T_s can be evaluated using equation (6.2).

الملاحظات:

1. يتبخر الماء في الوعاء بمعدل 15 غرام في الثانية.
2. اذا كانت قيمة القدرة المجهزة للماء او ($q_{nucleate}$) معلومة فيمكن تقدير (T_s) باستخدام المعادلة (6.2).

Exercise:

Repeat the calculations for a copper pan.

تمرين:

كرر الحسابات لوعاء مصنوع من النحاس.

Example 6.2

المثال 6.2

Determine the critical heat flux and the minimum heat flux for nucleate boiling in the pan of example 6.1.

اوجد مقدار الفيض الحراري الحرج وقيمة الفيض الحراري الدنيا للغليان النووي الذي يحدث في وعاء المثال 6.1.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$T_s = 120^oC$, T_{sat} at 1 atm $= 100^oC$, $D = 20$ cm $= 0.2$ m, $g = 9.8$ m/s^2

Find:

المطلوب ايجاده:

The critical heat flux and the minimum heat flux

الفيض الحراري الحرج والفيض الحراري الادنى

Assumptions:

الافتراضات:

1. Steady state conditions.
2. Negligible heat losses from the pan.

1. حالة الاستقرار سائدة.
2. اهمال المفقودات الحرارية من الوعاء.

Analysis:

التحليلات:

Using the properties listed in example 6.1, we can estimate the critical heat flux from equation (6.3):

يمكننا تقدير الفيض الحراري الحرج من المعادلة (6.3) باستخدام الخواص التي أُدرجت في المثال 6.1

$$q''_{max} = C_{cr}\, h_{fg}\, [\sigma\, g\, \rho_v^2\, (\rho_L - \rho_v)]^{1/4} \qquad \text{(Eq. 6.3)}$$

$$C_{cr} = 0.149$$

$$q''_{max} = 0.149 \times 2257 \times 10^3\, [0.0589 \times 9.8 \times 0.6^2 \times (957.9 - 0.6)]^{1/4}$$

$$q''_{max} = \underline{1.2629\ \text{MW/m}^2}$$

To estimate the minimum flux, we apply equation (6.5):

نطبق المعادلة (6.5) لتقدير قيمة الفيض الادنى:

$$q''_{min} = C_{cm}\,\rho_v\,h_{fg}\left[\frac{\sigma\,g\,(\rho_l-\rho_v)}{(\rho_l+\rho_v)^2}\right]^{1/4} \qquad \text{(Eqn. 6.5)}$$

$$q''_{min} = 0.09 \times 0.6 \times 2257 \times 10^3 \left[\frac{0.0589 \times 9.8\,(957.9-0.6)}{(957.9+0.6)^2}\right]^{1/4}$$

$$q''_{min} = \underline{19.086\ \text{kW/m}^2}$$

Comments:

1. The actual heat flux for nucleate boiling was found in example 6.1 to be 1.1137 MW/m^2; this indicates that the heater is operating below the critical value (1.2629 MW/m^2).
2. As mentioned earlier, the minimum heat flux may well be in an error up to 50%.
3. The excess temperature at the minimum flux is close to 120° as indicated on the boiling curve.

الملاحظات:

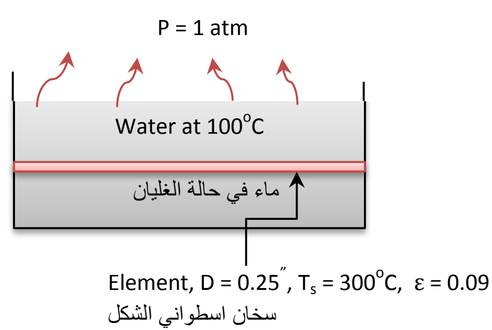
1. لقد وُجد في المثال 6.1 ان مقدار الفيض الحراري الحقيقي للغليان النووي هو ($1.1137\ MW/m^2$), وهذا يعني ان السخان يعمل تحت القيمة الحرجة التي تساوي ($1.2629\ MW/m^2$)
2. كما ذكرنا سابقاً, قد تصل نسبة الخطأ في حساب الفيض الحراري الادنى الى (50%).
3. يتضح في منحنى الغليان بأن قيمة درجة الحرارة الزائدة المناظرة للفيض الادنى هي بحدود (120°).

Example 6.3

Water is boiled by a cylindrical copper heating element immersed across a water bath as shown below. The diameter of the element is ¼″, the emissivity of the heating surface is 0.68 and the surface temperature is 300°C. Determine the power per unit length supplied by the element to the water to keep it boiling under atmospheric conditions.

المثال 6.3

يستخدم سخان اسطواني الشكل مغمور في وعاء لغلي الماء كما هو مبين في ادناه. حيث كان قطر السخان ساوياً (¼″) وانبعاثيته (0.68) ودرجة حرارة سطحه (300°C). اوجد القدرة لكل وحدة طول التي يزودها السخان الى الماء لابقاء حالة الغليان تحت الظروف الجوية.



Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$g = 9.8\ m/s^2$, $D = 0.25'' = 6.35 \times 10^{-3}\ m$, $T_s = 300^oC$, $\varepsilon = 0.68$, $T_{sat} = 100^oC$

Find:

المطلوب ايجاده:

The power supply per unit length from the heating element to keep the water boiling

القدرة لكل وحدة طول المزودة من السخان الاسطواني لابقاء الماء في حالة الغليان

Assumptions:

الافتراضات:

1. Steady state conditions.
2. Negligible heat losses from the pan.

1. حالة الاستقرار سائدة.
2. اهمال المفقودات الحرارية من الوعاء.

Analysis:

التحليلات:

The saturation temperature or the boiling point of water at 1 atm is 100^oC.

المعلوم ان درجة حرارة تشبع الماء, او درجة حرارة غليانه تحت تأثير الضغط الجوي هي (100^oC).

The properties of liquid water at 1 atm and 100^oC :

خواص الماء السائل تحت تأثيرالضغط الجوي بدرجة (100^oC) :

$$\rho_L = 957.9\ kg/m^3,\ h_{fg} = 2257\ kJ/kg$$

The water vapor properties at the film temperature, $T_f = (T_{sat} + T_s)/2 = (100 + 300)/2 = 200^oC = 473K$

خواص بخار الماء عند درجة حرارة الفيلم ($T_f = (T_{sat} + T_s)/2$)
$T_f = (100 + 300)/2 = 200^oC = 473K$

$$\rho_v \approx 0.466\ kg/m^3,\ C_{pv} \approx 1973\ J/kg.K,\ \mu_v = 1.62 \times 10^{-5},\ k_v \approx 0.0348\ W/m.K$$

The excess temperature value is: $\Delta T_{excess} = 300 - 100 = 200^oC$ indicating that boiling is in the film regime; see Figure 6.3. The heat transfer coefficient is therefore determined by applying equation (6.6).

مقدار درجة الحرارة الزائدة هو:
($\Delta T_{excess} = 300 - 100 = 200^oC$)
وهذا يشير الى ان الغليان يقع ضمن منطقة غليان الفيلم, انظر الشكل 6.3, وعليه يحسب معامل انتقال الحرارة بتطبيق المعادلة (6.6).

$\bar{h}_{film}$= C_{film} $[\frac{k_v^3\, g\, h'_{fg}\ \ \rho_v(\rho_l - \rho_v)}{\mu_v D\ (T_s - T_{sat})}]^{1/4}$ (Eqn. 6.6)

h'_{fg} = h_{fg} + 0.8 C_{pv} (T_s – T_{sat}) (Eqn. 6.7)

h'_{fg} = 2257 x 10^3 + 0.8 x 1973 (300 – 100)

= 2572.68 x 10^3 kJ/kg

C_{film} = 0.62

$\bar{h}_{film}$= 0.62$[\frac{0.0348^3 \text{ x } 9.8 \text{ x } 2572.68 \text{ x } 10^3 \text{ x } 0.466\ (957.9 - 0.466)}{1.62 \text{ x } 10^{-5} \text{ x } 6.35 \text{ x } 10^{-3}\ (300 - 100)}]^{1/4}$

$\bar{h}_{film}$= 165.241W/m^2K

q''_{film} = $\bar{h}_{film}$(T_s – T_{sat}) (6.10)

q''_{film} =165.241 x (300 -100) = 33048.373 W/m^2

q''_{total} = q''_{film} + ¾ $q''_{radiation}$ (Eqn. 6.9)

$q''_{radiation}$= ε σ (T^4_s – T^4_{sat}) (Eqn. 6.8)

$q''_{radiation}$= 0.68 x 56.7 x 10^{-8} (300^4 –100^4) = 3084.48 W/m^2

q''_{total} = 33048.373 + ¾(3084.48) = 35361.733 W/m^2

The heat transfer rate, q_{total} = q''_{total} x A_s

q_{total} = q''_{total} x π D L

q_{total}/L = 35361.733 x π x 6.35 x 10^{-3} = 705.435 W/m

Therefore the power is of the heater is 0.705 kW/m.

Comments:

A copper heating element of diameter ¼˝ and 1 kW/m power should be used for this duty.

الملاحظات:

يمكن استخدام سخان تجاري مصنوع من النحاس قطره (¼˝) وقدرته (1 kW/m) لغلي الماء في هذا الوعاء.

Exercise:

Repeat the calculations for a heater diameter of 4-cm.

تمرين:

كرر الحسابات لسخان قطره (4-cm).

6.5 Flow boiling

Flow boiling or ***forced convection boiling*** is a process where the liquid is forced over hot surfaces or through heated tubes by an external means such as a pump. This type of boiling exhibits the effects of forced convection and/or natural convection as well as pool boiling. Phase change from liquid to vapor may be accomplished either externally or internally. ***External flow boiling*** that occurs over a flat surface of a cylinder is similar to pool boiling. However, In this case, the nucleate boiling heat flux and the critical heat flux are increased substantially due to the flow of the liquid. Experimental values of critical flux as high as 35 MW/m^2 have been reported (compared to 1.3 MW/m^2 for pool boiling).

Expressions for the estimation of boiling heat flux are available in literature [15, 16, 3].

Internal flow boiling occurs inside heated tubes or channels. The flow in this case is considered a ***two phase flow***, i.e. the flow of liquid and vapor together. In this type of boiling, the bubble formation and separation is influenced by the flow velocity. Besides, the heat transfer analysis is further complicated by another factor which is the relative amount of vapor and liquids in the mixture. Consequently, the heat transfer coefficient varies along the length of the tube. At the entrance of the tube, the temperature is below the saturation temperature and the heat transfer rate from the tube to the liquid is obtained from the forced convection correlations. However, as the liquid gets heated further inside the tube, bubbles start to form and then escape from the inner surface to the main stream, thus changing the flow to the ***bubbly flow*** regime.

6.5 غليان السائل الجاري

يسمى ها الغليان ايضا ***غليان الحمل الحراري القسري***, يحصل غليان السائل الجاري نتيجة ضخ السائل فوق الاسطح الساخنة او في الانابيب المسخنة باستخدام وسيلة خارجية لدفع السائل مثل المضخة. يتأثر هذا النوع من الغليان بتيارات الحمل الحراري القسري و/او الحمل الحراري الطبيعي اضافة الى تأثيرات الغليان الوعائي. وقد يحدث تغير حالة السائل الى بخار خارجياً فوق الاسطح الساخنة او داخلياً في الانابيب. ان ***غليان الجريان الخارجي*** الذي يحدث على الاسطح المستوية او الاسطح الاسطوانية هو مماثل لغليان الوعاء الذي مر شرحه. لكن في هذه الحالة, وبسبب جريان السائل, تحصل زيادة ملحوظة بقيمة الفيض الحراري للغليان النووي وكذلك بقيمة الفيض الحراري الحرج. وقد وُجد ان القيم المختبرية للفيض الحرج قد تصل الى (35 MW/m^2) مقارنة بالمقدار (1.3 MW/m^2) للغليان الوعائي.

تتوفر معادلات لتقييم الفيض الحراري لهذا النوع من الغليان في عدة مصادر, منها [15, 16, 3].

يحدث ***غليان الجريان الداخلي*** في الانابيب او القنوات المسخنة, ويُعد الجريان في هذه الحالة ***جرياناً ثنائي الطور***, اي يجري السائل والبخار معاً. وفي مثل هذا الجريان, يتأثر نشوء الفقاعات وانفصالها عن السطح بسرعة الجريان. الى جانب ذلك, فإن تحليلات انتقال الحرارة تزداد تعقيداً بسبب عامل آخر وهو تركيبة الخليط, اي نسبة البخار الى السائل. ولذلك تصبح قيمة معامل انتقال الحرارة متغيرة على امتداد طول الانبوب. والمعلوم ان درجة الحرارة السائل في مدخل الانبوب هي اقل من درجة حرارة التشبع, لذا يتم ايجاد معدل انتقال الحرارة بتطبيق معادلات الحمل الحراري القسري. ولكن, عندما يصبح السائل اكثر سخونة تبدأ عملية نشوء الفقاعات ومن ثم انفصالها عن سطح الانبوب الداخلي فتلتحق بمجرى السائل الرئيسي, وعليه يتغير نمط الجريان الى ***الجريان الفقاعي***.

Further heating causes the bubbles to grow and eventually merge to form slugs of vapor. The ***slug flow*** regime is followed by the ***annular flow*** regime. Here, a moving liquid film is formed on the inner surface of the tube, while vapor moves along the core of the tube with a relatively higher velocity. This regime is characterized by a very high heat transfer coefficient. As the heating is continued the liquid film starts to get thinner and dry spots appear on the inner surface of the tube. This is the ***transition flow*** regime which continues until the film disappears and the surface becomes completely dry. The remaining liquid will be in the form of droplets travelling at high velocity within the vapor core; this is known as the ***mist-flow*** regime. After all the droplets are vaporized, ***saturated vapor*** is formed which become ***superheated*** along the length of the heated tube.

يسبب المزيد من التسخين تضخم الفقاعات ودمج بعضها مع بعض مما يؤدي الى تشكيل ***الجريان المتلاطم***. وبعد ذلك يتشكل ***الجريان الحلقي*** نتيجة نشوء طبقة رقيقة من السائل الجاري محاذية لسطح الانبوب الداخلي, حيث يجري البخار على امتداد محور الانبوب المركزي بسرعة عالية نسبة الى سرعة السائل. ويتميز هذا النمط من الجريان بمعامل انتقال حرارة مرتفع جداً. وباستمرار التسخين, تبدأ طبقة السائل بالانحسار فتظهر بقع جافة على السطح الداخلي, وتستمر هذه الظاهرة الى ان تختفي طبقة السائل ويصبح السطح جافاً تماماً, حيث يسمى هذا النوع ***الجريان الانتقالي***. يتحول السائل المتبقي الى قطرات تسير بسرعة عالية ضمن تيار البخار مكوناً مايسمى ***بالجريان الرذاذي***. وبعد ان تتبخر كل قطرات السائل, يتشكل ***البخار المشبع*** الذي يتحول الى ***بخار محمص*** على امتداد طول الانبوب الساخن (البخار المحمص هو البخار المسخن الى درجة حرارة اعلى من درجة حرارة التشبع).

A simple crude method to estimate the heat flux in flow boiling may be based on adding forced convection and pool boiling fluxes. But the local heat transfer coefficient varies significantly along the length of the tube. Thus, correlations for this purpose have been developed. The flow boiling and relevant correlations are presented comprehensively by Lienhard [3]

يمكن استخدام طريقة مبسطة لتقدير الفيض الحراري لغليان السائل الجاري تستند الى الجمع بين فيض الحمل الحراري القسري وفيض الغليان النووي. الا ان معامل انتقال الحرارة الموضعي يتغير بشكل ملحوظ على امتداد طول الانبوب, وعليه تم أُستنباط علاقات مختبرية لتقييمه. يعرض الباحث ***لاينهارد*** في المصدر[3] شرحاً جيداً وشاملاً لغليان السائل الجاري وتغطية الجانب النظري وكذلك المعادلات المستخدمة لحساب معامل انتقال الحرارة.

6.6 Condensation

When the vapor is cooled to a temperature below the saturation temperature, a ***phase change*** from vapor to liquid begins. This process is known as ***condensation***, and it may be achieved by bringing the vapor into contact with cooler solid surface.

6.6 التكثيف

عندما يُبرد البخار الى درجة حرارة اقل من درجة حرارة تشبعه, تبدأ عملية ***تغيرالطور*** من البخار الى السائل. ويمكن تحقيق هذه العملية التي تسمى ***التكثيف*** كنتيجة لتماس البخار مع سطح صلب بارد نسبياً.

As the vapor condenses, it releases an amount of thermal energy called the ***latent heat of condensation***.

There are two forms of condensation: ***film condensation*** and ***dropwise condensation***, see figure 6.4. In film condensation, a liquid film covers the entire surface and runs down under the influence of gravity. This type of condensation occurs on clean and uncontaminated smooth surfaces. Dropwise condensation is likely to take place when the surface is pitted or coated with some material that inhibits wetting. In this case, the condensate forms liquid droplets covering more than 90% of the surface.

وحين يتكثف البخار, تنطلق منه كمية من الطاقة الحرارية تسمى ***الحرارة الكامنة للتكثيف***.

هناك نوعان من التكثيف: ***التكثيف الغشائي*** و ***التكثيف القطراتي***, انظر الشكل 6.4. يتضمن النوع الاول نشوء غشاء من السائل يغطي السطح باكمله وينساب الى الاسفل بفعل الجاذبية. ويحصل هذا النوع من التكثيف على الاسطح الملساء النظيفة وغير الملوثة. اما التكثيف القطراتي, فقد يحصل عندما يكون السطح منقراً او مغلفاً بمادة مانعة للترطيب, وفي هذه الحالة يتشكل السائل المتكثف غلى هيئة قطرات تغطي اكثر من (90%) من السطح.

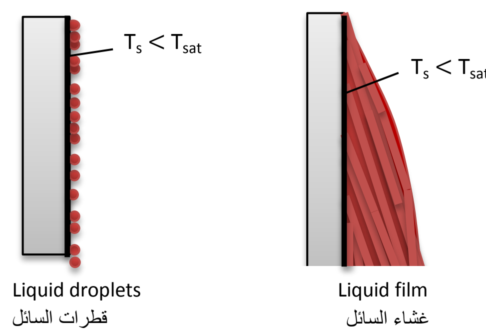


Figure 6.4 الشكل

Dropwise and film condensation التكثيف القطراتي و التكثيف الغشائي

The liquid film or the droplets provide a heat transfer resistance between the vapor and the surface. Thus, the latent heat of condensation, which is equal to the ***latent heat of vaporization*** h_{fg}, must pass through this resistance to reach the solid surface. The droplets are scattered over the surface and therefore offer a smaller thermal resistance than the liquid film that covers the entire surface.

يمنح غشاء السائل او قطراته مقاومة حرارية بين البخار والسطح, وبالتالي فإن الحرارة الكامنة للتكثيف, التي تساوي ***الحرارة الكامنة للتبخير*** (h_{fg}), يجب ان تنتقل من خلال هذه المقاومة لتصل الى السطح الصلب. ونظراً لتناثر القطرات على السطح تصبح المقاومة الحرارية اقل من مقاومة غشاء السائل الذي يغطي السطح باكمله.

Consequently, dropwise condensation is the preferred mode for the design of condensers. But, in industrial equipment dropwise condensation lasts for a short time before it is converted to film condensation. Therefore, it would be reasonable to base the condenser design calculations on film condensation. The thermal resistance will obviously increase with the liquid film thickness, which increases in the flow direction. Therefore, it would be advisable to use short vertical tubes or horizontal tubes. In fact, most industrial condensers consist of a bundle of horizontal tubes through which the cooling fluid flows and around which vapor condenses.

ولهذا السبب يكون التكثيف القطراتي هو النوع المفضل لتصميم اجهزة التكثيف. لكن هذا النوع يستمر لفترة قصيرة ثم يتحول الى التكثيف الغشائي, لذا من المنطقي ان يُتخذ التكثيف الغشائي كاساس لتصميم اجهزة التكثيف الصناعية. ومن الطبيعي أن تزداد المقاومة الحرارية تبعاً لزيادة سُمك غشاء السائل باتجاه الجريان, وهذا يجعل استخدام الانابيب الشاقولية القصيرة او الانابيب الافقية امراً مرغوباً به. وفي واقع الحال, تتركب معضم اجهزة التكثيف الصناعية من حزمة انابيب افقية يجري مائع التبريد داخلها ويتكثف البخار حول محيطها الخارجي.

6.6.1 Film Condensation

6.6.1 التكثيف الغشائي

Let us consider film condensation on a vertical surface as shown in Figure 6.5. The film is formed at the top and then flows downwards under the influence of gravity. The thickness of the condensate film δ increases in the flow direction. The ***mass flow rate*** $\dot{m}$ also increases in the x direction because of the continued condensation. The latent heat of vaporization h_{fg} released during the condensation process is transferred to the solid surface at T_s, because ($T_s < T_{sat}$). Note that, for a ***superheated vapor***, condensation will only occur after cooling the vapor to its saturation temperature. The velocity and temperature profiles for the condensation on a vertical surface are provided in Figure 6.5.

دعنا نتأمل التكثيف الغشائي فوق سطح شاقولي كما هو مبين في الشكل 6.5, نلاحظ ان غشاء السائل المتكثف يتشكل في الاعلى ثم ينساب الى الاسفل بفعل الجاذبية فيزداد سُمكه (δ) باتجاه الجريان. كما يزداد ***معدل الجريان الكتلي*** ($\dot{m}$) بالاتجاه (x) بسبب استمرار عملية التكثيف. وبما ان ($T_s < T_{sat}$), لذا ستنتقل الحرارة الحرارة الكامنة للتبخير (h_{fg}) المتحررة اثناء عملية التكثيف الى السطح الصلب بدرجة الحرارة (T_s). وتجدر الملاحظة هنا بأن عملية تكثيف ***البخار المحمص*** لا تبدأ الا بعد تبريد البخار الى درجة حرارة تشبعه. يبين الشكل 6.5 منحنيات تدرج كل من السرعة ودرجة الحرارة لتكثيف البخارعلى سطح شاقولي.

The flow regime of the condensate is specified according to the value of the Reynolds number Re_L.

يتم تحديد نمط جريان السائل المتكثف حسب قيمة رقم رينولدز (Re_L).

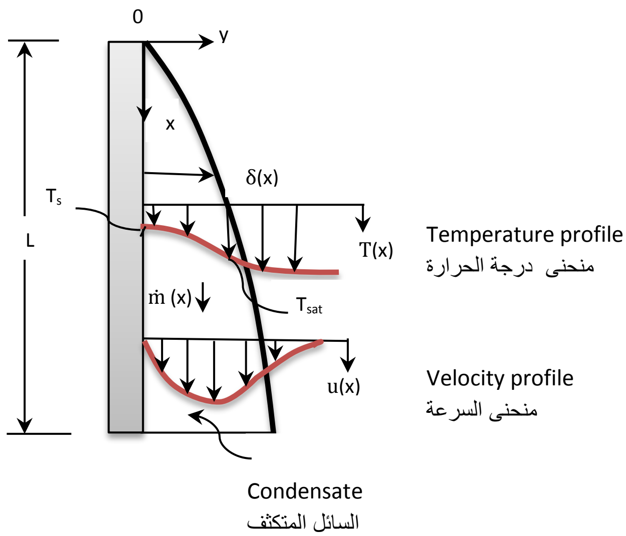


Figure 6.5 الشكل

Film condensation on a vertical surface التكثيف الغشائي على سطح شاقولي

The Reynolds number of the condensate Re_L is defined as

ويُعرف رقم رينولدز للسائل المتكثف (Re_L) كالآتي

$$Re_L = \frac{D_h\, \rho_l\, u_l}{\mu_l} = \frac{\frac{4\, A_c}{p}\, \rho_l\, u_l}{\mu_l} = \frac{\frac{4\ p\ \delta}{p}\, \rho_l\, u_l}{\mu_l} = \frac{4\, \delta\ \rho_l\, u_l}{\mu_l}$$

$$A_c = p.\delta \quad \text{and} \quad \dot{m} = A_c\, \rho_l\, u_l$$

$$Re_L = \frac{4\, \dot{m}}{p\, \mu_l} \qquad (6.11)$$

where

حيث ان

Re_L = Reynolds number of the condensate

D_h (m) = hydraulic diameter = $\frac{4\, A_c}{p}$

ρ_l (kg/m^3) = density of the liquid condensate

(Re_L) = رقم رينولدز للسائل المتكثف

($\frac{4\, A_c}{p}$) = القطر الهيدروليكي = [D_h (m)]

كثافة السائل المتكثف = [ρ_l (kg/m^3)]

u_l (m/s) = velocity of the liquid condensate
μ_l (Ns/m^2) = viscosity of the liquid condensate
A_c (m^2) = cross sectional area of the condensate flow at the lowest part
p (m) = wetted perimeter
δ (m) = thickness of the condensate film
$\dot{m}$ (kg/s) = mass flow rate of the condensate
L (m) = Height of plate

[u_l (m/s)] = سرعة السائل المتكثف
[μ_l (Ns/m^2)] = لزوجة السائل المتكثف
[A_c (m^2)] = مساحة مقطع جريان السائل المتكثف لدى اوطأ جزء
[p (m)] = المحيط المبلل
[δ (m)] = سُمك غشاء السائل المتكثف
[$\dot{m}$ (kg/s)] = معدل الجريان الكتلي للسائل المتكثف
[L (m)] = ارتفاع الصفيحة

The hydraulic diameter D_h for common shapes, such as the vertical plate and vertical or horizontal cylinder, is equivalent to 4 times the local thickness of the condensate film, because

ويتضح بأن القطر الهيدروليكي (D_h) للاجسام الهندسية المألوفة مثل الصفيحة الشاقولية والاسطوانة الشاقولية او الافقية يساوي اربعة اضعاف السُمك الموقعي لغشاء السائل المتكثف, وذلك حسب المعادلة

$$D_h = \frac{4\,A_c}{p} = 4\delta \qquad (6.12)$$

The flow regimes are defined as follows: for $Re_L \leq 30$, the flow of the condensate film is laminar and above 30, waves start to appear on the free surface of the condensate. The flow becomes ***wavy-laminar*** in the range $450 \leq Re_L \leq 1800$. The condensate flow changes to fully turbulent when $Re_L > 1800$.

يتم تحديد نوع الجريان على النحو التالي: يُعد جريان غشاء السائل جرياناً انسيابياً ضمن القيم التي تقل عن 30 ($Re_L \leq 30$), وعندما يتخطى رقم رينولدز 30 تظهر تموجات على سطح السائل المتكثف, حيث يصبح ***جرياناً انسيابياً متموجاً*** عند بلوغه احدى القيم ضمن المدى ($450 \leq Re_L \leq 1800$), ويتحول الى الجريان الاضطرابي عند بلوغه قيماً اعلى من 1800 ($Re_L > 1800$).

Heat Transfer

انتقال الحرارة

The rate of heat transfer from the film to the surface q_L may be expressed as

يمكن كتابة المعادلة لتقييم معدل انتقال الحرارة من غشاء السائل الى السطح (q_L) كالآتي

$$q_L = \bar{h}_L\, A_s\, (T_{sat} - T_s) \qquad (6.13)$$

where $\bar{h}_L$ is the average film heat transfer coefficient over the entire height of the plate L. The heat released by the condensing vapor, which is the latent heat of vaporization h_{fg}, will then be transferred across the film to the solid surface. In practice, the temperature of the

حيث ان ($\bar{h}_L$) يمثل متوسط معامل انتقال الحرارة للغشاء على مدى ارتفاع اصفيحة (L). علماً ان الحرارة المنبعثة نتيجة تكثف البخار, اي الحرارة الكامنة للتبخير (h_{fg}), تنتقل عبر غشاء السائل الى السطح الصلب. وفي مجالات التطبيق العملي, غالباً ما تنخفض درجة حرارة

condensate liquid is often reduced to a temperature below saturation. Accordingly, ***Rosenow*** proposed the use of a ***modified latent heat of vaporization*** h'_{fg} which takes into account the effect of ***sub-cooling*** of the condensate: it is given by the expression

السائل المتكثف الى درجة حرارة اقل من درجة التشبع. ولهذا فقد اقترح الباحث ***روزناو*** اعتماد ***الحرارة الكامنة للتبخير المعدلة*** (h'_{fg}) التي تأخذ بعين الاعتبار تاثير ***التبريد الاضافي*** للسائل المتكثف, وهي تعطى من المعادلة

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68\, C_{pl}\, (T_{sat} - T_s) \quad (6.14)$$

In addition, if the feed to the condenser is is at a higher temperature than the saturation, that is superheated vapor, the modified heat of vaporization becomes

اضافة الى ذلك, عندما يدخل البخار الى جهاز التكثيف بدرجة حرارة أعلى من درجة التشبع, اي انه بخار محمص, تصبح حرارة التبخير المعدلة كالآتي

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68\, C_{pl}\, (T_{sat} - T_s) + C_{pv}\, (T_{sup} - T_{sat}) \quad (6.15)$$

where T_{sup} is he temperature of he superheated vapor and C_{pv} is the heat capacity of the vapor at the average temperature of the vapor $(T_{sup} - T_{sat})/2$).
We can now write an expression to evaluate the rate of heat transfer in terms h'_{fg} as follows

حيث يمثل (T_{sup}) درجة حرارة البخار المحمص و (C_{pv}) السعة الحرارية للبخار عند متوسط درجة حرارة البخار $[(T_{sup} - T_{sat})/2]$.
نستطيع الآن وضع معادلة لحساب معدل انتقال الحرارة بدلالة (h'_{fg}) كما يلي

$$q_L = \dot{m}\, h'_{fg} \quad (6.16)$$

Combining equations (6.13) and (6.16), we obtain

وبدمج العادلتين (6.13) و (6.16) نحصل على

$$q_L = \bar{h}_L\, A_s\, (T_{sat} - T_s) = \dot{m}\, h'_{fg}$$

we have: وبما ان:

$$Re_L = \frac{4\, \dot{m}}{p\, \mu_l} \quad \text{(Eqn. 6.11)}$$

$$\therefore Re_L = \frac{4\, \bar{h}_L A_s (T_{sat} - T_s)}{p\, \mu_l\, h'_{fg}} \quad (6.17)$$

Equation (6.17) provides a relation between the condensate Reynolds number Re_L and the average film heat transfer coefficient $\bar{h}_L$.(. In this equation the properties of the liquid film are to be evaluated at the temperature $(T_{sat} - T_s)/2$ except h_{fg} which should be evaluated at T_{sat}.

تمنح المعادلة (6.17) العلاقة بين رقم رينولدز للسائل المتكثف (Re_L) ومتوسط معامل انتقال الحرارة لغشاء السائل($\bar{h}_L$). وتُحدد قيم خواص غشاء السائل في هذه المعادلة عند درجة الحرارة $(T_{sat} - T_s)/2$ ما عدا (h_{fg}) التي يجب تقديرقيمتها عند (T_{sat}).

6.7 Film Condensation Correlations

6.7 معادلات تخص التكثيف الغشائي

The evaluation of the condensation or film heat transfer coefficient is considered as an essential requirement for the design of condensers. However, in spite of the fact that most of the industrial condensers are of the tube and shell type, we will discuss below condensation on flat plates, spheres as well as tubes.

يُعد تقييم معامل انتفال الحرارة للتكثيف الغشائي احد المتطلبات الضرورية في تصميم اجهزة التكثيف. لكن, على الرغم من حقيقة ان معضم معدات التكثيف الصناعية هي من نوع حزمة من الانابيب مثبتة داخل غلاف يحيط بها, الا اننا سنبحث في ما يلي موضوعات تخص التكثيف على الصفائح المستوية والاجسام الكروية اضافة الى الانابيب.

6.7.1 - Laminar Flow on a Vertical Plate

6.7.1 الجريان الطباقي على الصفيحة الشاقولية

Consider the vertical plate of Figure 6.5 at constant temperature T_s having the dimensions L x b. The downward direction of the liquid flow is taken as the x-direction. Condensation starts at the top of the plate at the saturation temperature T_{sat}, which should be higher than T_s. The thickness of the condensing film δ and the mass flow rate $\dot{m}$ increase with x due to continued condensation. The heat of vaporization is then transferred from the vapor to the surface of the plate through the liquid film. The laminar flow condensation heat transfer analysis was first conducted by ***Nusselt*** [17]; he adopted the following assumptions:

لنتخذ الصفيحة الشاقولية المبينة في الشكل 6.5, درجة حرارتها ثابتة عند (T_s) وابعادها (L x b). ودعنا نعتبرالاتجاه (x) هو اتجاه جريان السائل الى الاسفل. يبدأ التكثيف في أعلى الصفيحة عند بلوغ درجة حرارة التشبع (T_{sat}) التي يجب ان تكون أعلى من درجة حرارة السطح (T_s). وبسبب استمرار عملية التكثيف, يزداد كل من سُمك غشاء السائل المتكثف (δ) ومعدل جريانه الكتلي ($\dot{m}$) بالاتجاه (x). وبالتالي تنتقل الحرارة الكامنة للتبخير من البخار الى سطح الصفيحة خلال غشاء السائل.

لقد كان الباحث ***نسلت*** [17] اول من قام باجراء تحليلات انتقال الحرارة لجريان السائل الطباقي اثناء عملية التكثيف متبنياً الافتراضات الآتية:

1. The surface and the vapor are at uniform temperatures T_s and T_{sat} respectively.
2. Laminar flow at constant velocity and constant fluid properties.
3. Heat is transferred through the film by

1. ثبوت درجة حرارة السطح ودرجة حرارة البخار عند (T_s) و (T_{sat}) على التوالي.
2. جريان السائل هو جريان طباقي بسرعة ثابتة وبثبوت خواص المائع.
3. تنتقل الحرارة خلال الغشاء بواسطة

conduction with a linear temperature distribution profile.

4. The ***drag force*** by the low velocity vapor on the condensate is negligible and therefore there will be no ***shear stress*** at the liquid-vapor interface, thus $\partial u/\partial y = 0$.

التوصيل بحيث يكون توزيع درجة الحرارة على هيئة خط مستقيم.

4. بما ان ***قوة الجر*** المؤثرة في السائل المتكثف بفعل البخار ضئيلة, بسبب انخفاض سرعتة, فلن يتولد ***اجهاد القص*** لدى السطح الفاصل بين السائل والبخار, اي ان $(\partial u/\partial y = 0)$.

Let us now apply a force balance on a differential volume element of the condensate,

دعنا الآن نطبق موازنة للقوى المؤثرة في جسيم تفاضلي من السائل المتكثف,

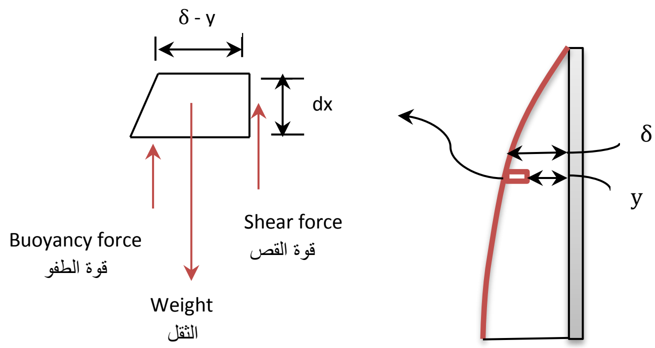


Figure 6.6 الشكل

Force balance on a differential liquid element

موازنة القوى على جسيم تفاضلي من السائل

The forces in Figure 6.6 are

القوى الظاهرة في الشكل 6.6 هي

Shear force = $\mu_l \dfrac{du}{dy}$ (b dx) قوة القص

Weight of the element = m.g = $\rho_l g (\delta - y)(b.dx)$ ثقل العنصر

Buoyancy force = $\rho_v g (\delta - y)(b.dx)$ قوة الطفو

The force balance:

Weight = Shear force + Buoyancy force

موازنة القوى:

الثقل = قوة القص + قوة الطفو

$$\rho_l g (\delta - y)(b.dx) = \mu_l \frac{du}{dy}(b\, dx) + \rho_v g (\delta - y)(b.dx)$$

$$\frac{du}{dy} = [\rho_l g (\delta - y) - \rho_v g (\delta - y)]/\mu_l$$

Integrating using the boundary condition (u = 0) when (y = 0), results in the following expression

وباجراء التكامل باستخدام الشرط الحدودي (u = 0) عندما يكون (y = 0) نحصل على المعادلة التالية

$$u(y) = \frac{g\,(\rho_l - \rho_v)}{\mu_l}\,(\delta\, y - ½\, y^2) \qquad (6.18)$$

$$\dot{m}(x) = \int \rho_l\, u(y) dA = \int_{y=0}^{\delta} \rho_l\, u(y)\, b\, dy$$

Substituting u(y) gives

وبالتعويض نحصل على

$$\dot{m}(x) = \frac{g\, b\, \rho_l\, (\rho_l - \rho_v)\, \delta^3}{3\, \mu_l} \qquad (6.19)$$

$$\frac{d\dot{m}}{dx} = \frac{g\, b\, \rho_l\, (\rho_l - \rho_v)\, \delta^2}{\mu_l}\, \frac{d\delta}{dx} \qquad (6.19\ A)$$

We know that the rate of heat transfer dq from the vapor to the plate is equal to the heat released during condensation, that is

نعلم ان معدل انتقال الحرارة (dq) من البخار الى الصفيحة يساوي الحرارة المنبعثة اثناء عملية التكثيف, اي ان

$$dq = d\dot{m}\ .\ h_{fg} = k_l\,(b\, dx)\, \frac{T_{sat} - T_s}{\delta}$$

$$\frac{d\dot{m}}{dx} = \frac{k_l\, b}{h_{fg}}\, \frac{T_{sat} - T_s}{\delta} \qquad (6.20)$$

Combining equations (6.19 A) and (6.20) and integrating provides an expression to determine the local film thickness δ (x)

وبدمج المعادلتين (6.19 A) و (6.20) ثم اجراء التكامل ينتج معادلة لتقييم سُمك الغشاء الموقعي [(δ (x)] بالصيغة

$$\delta\,(x) = \left[\frac{4\, \mu_l\, k_l\, (T_{sat} - T_s)\, x}{g\, \rho_l\, (\rho_l - \rho_v) h_{fg}}\right]^{1/4} \qquad (6.21)$$

The local heat flux $q''(x)$ from the vapor to the plate can be determined as follows

كما يمكن تقدير قيمة الفيض الحراري الموقعي [q''(x] من البخارالى الصفيحة كالآتي

$$q''(x) = h_x\,(T_{sat} - T_s) = k_l\, \frac{T_{sat} - T_s}{\delta} \quad , \qquad \therefore\ h_x = k_l/\delta\,(x)$$

Substituting δ (x) from equation (6.21) give an expression for the local heat transfer coefficient h_x,

وبالتعويض عن [δ (x)] من المعادلة (6.21) نحصل على معادلة لتقييم معامل انتقال الحرارة الموقعي (h_x),

$$h_x = [\frac{g\,\rho_l\,(\rho_l - \rho_v)\,h_{fg}k_l^3}{4\,\mu_l\,(T_{sat} - T_s)x}]^{1/4} \qquad (6.22)$$

Rohsenow recommended using the modified latent heat h'_{fg} instead of h_{fg}, see equation (6.15), thus

وقد اوصى الباحث روزناو استخدام الحرارة الكامنة المعدلة (h'_{fg}) بدلاً من (h_{fg}) , انظر المعادلة (6.15), اذن

$$h_x = [\frac{g\,\rho_l\,(\rho_l - \rho_v)\,h'_{fg}\,k_l^3}{4\,\mu_l\,(T_{sat} - T_s)x}]^{1/4} \qquad (6.22\ A)$$

The average condensation heat transfer coefficient $\bar{h}_L$ is obtained by integrating over the entire length of the plate L,

وباجراء التكامل ليشمل طول الصفيحة (L) نحصل على متوسط معامل انتقال الحرارة للتكثيف ($\bar{h}_L$)

$$\bar{h}_L = \frac{1}{L}\int_0^L h_x\,dx = \frac{4}{3}\,h_{x=L}$$

$$\bar{h}_L = 0.943\,[\frac{g\,\rho_l\,(\rho_l - \rho_v)\,h'_{fg}k_l^3}{\mu_l\,(T_{sat} - T_s)L}]^{1/4} \qquad 0 < Re < 30 \qquad (6.23)$$

The average condensation Nusselt number $\overline{Nu}_L$ will be

ويصبح متوسط رقم نسلت للتكثيف ($\overline{Nu}_L$)

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}_L\,L}{k_l} = 0.943\,[\frac{g\,\rho_l\,(\rho_l - \rho_v)\,h'_{fg}\,L^3}{\mu_l\,k_l\,(T_{sat} - T_s)}]^{1/4} \qquad (6.23\ A)$$

The properties of the liquid should be evaluated at the temperature $(T_{sat} + T_s)/2$. The vapor properties ρ_v and h_{fg} to be evaluated at T_{sat}.

تُقدر خواص السائل عند درجة الحرارة ($(T_{sat} + T_s)/2$), اما خواص البخار (ρ_v) و (h_{fg}) فهي تُقدر عند (T_{sat}).

Assuming $\rho_l - \rho_v \approx \rho_l$ and using the above relations, an expression for the heat transfer coefficient in terms of Reynolds number can be developed; the final expression is in the form

ووبافتراض ان ($\rho_l - \rho_v \approx \rho_l$), واستخدام العلاقات المذكورة في اعلاه, يمكن اشتقاق معادلة لحساب معامل انتقال الحرارة بدلالة رقم رينولدز بالصيغة النهائية

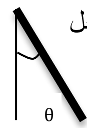
$$\bar{h}_L = 1.47\,k_l\,Re^{-1/3}\,(\frac{g}{v_l^2})^{1/3} \quad \rho_v \ll \rho_l \quad , \ 0 < Re < 30 \qquad (6.24)$$

where v_l is the specific volume of the liquid in m^3/kg.

It is worth noting that the above equations can be applied to inclined surfaces by replacing g with g sin θ.

حيث يمثل (v_l) الحجم النوعي للسائل بوحدات (m^3/kg).

تجدر الاشارة هنا الى امكان تطبيق المعادللات اعلاه على السطوح المائلة بزاوية (θ) باحلال (g sin θ) محل (g).



Inclined surface

Example 6.4

Water vapor at atmospheric pressure is condensing on a 35-cm high vertical plate maintained at 86°C. Assuming laminar flow for the liquid film, calculate the average condensation heat transfer coefficient and the rate of the film condensation per unit width.

المثال 6.4

يتم تكثيف بخار الماء تحت تاثير الضغط الجوي على سطح صفيحة شاقولية ارتفاعها (35-cm) ودرجة حرارتها (86°C). احسب متوسط معامل انتقال الحرارة للتكثيف ومعدل تكثيف البخار لكل وحدة عرض مفترضاً ان جريان غشاء السائل هو جريان طباقي.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

Vertical plate height L = 35 cm = 0.35 m

T_s = 86°C, T_{sat} for water at 1 tm = 100°C, g = 9.8 m^2/s

Find

The average heat transfer coefficient $\bar{h}_L$ and the rate of condensation per unit width

المطلوب ايجاده:

متوسط معامل انتقال الحرارة ($\bar{h}_L$) ومعدل التكثيف لكل وحدة عرض

Assumptions:

1. The surface and the vapor are at uniform temperatures T_s and T_{sat} respectively.
2. Laminar flow of the liquid film at constant velocity and constant fluid properties.

الافتراضات:

1. درجة حرارة السطح (T_s) ودرجة حرارة البخار (T_{sat}) منتظمة وثابتة.
2. جريان غشاء السائل طباقي وخواص الموائع ثابتة.

Analysis

Approximate values for liquid properties of water at (100 +86)/2 = 93°C are

التحليلات:

القيم التقريبية لخواص الماء عند متوسط درجة الحرارة [(100 +86)/2 = 93°C] هي

ρ_L = 963 kg/m^3 μ_l = 0.30 x 10^{-3} Ns/m^2, C_{pl} = 4209 J/kg.K k_l = 0.676 W/m.K

The properties of the vapor at T_{sat} = 100°C are:

خواص بخار الماء عند (T_{sat} = 100°C) هي

ρ_v = 0.6 kg/m^3, C_{pv} = 2029 J/kg.K h_{fg} = 2257 kJ/kg

The average heat transfer coefficient is determined from equation (6.23),

نحسب قيمة معامل انتقال الحرارة من المعادلة (6.23),

$$\bar{h}_L = 0.943\left[\frac{g\,\rho_l\,(\rho_l - \rho_v)\,h'_{fg}k_l^3}{\mu_l\,(T_{sat} - T_s)L}\right]^{1/4} \qquad 0 < Re < 30 \qquad \text{(Eqn. 6.23)}$$

$$\bar{h}_L = 0.943\left[\frac{9.8 \text{ x } 957.9\,(957.9 - 0.6)\,h'_{fg} \text{x } 0.676^3}{0.3 \text{ x } 10^{-3}\,(100 - 86)\,0.35}\right]^{1/4}$$

$$\bar{h}_L = 0.943\left[\frac{2776095.458 \text{ x } h'_{fg}}{0.00147}\right]^{1/4}$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68\,C_{pl}\,(T_{sat} - T_s) + C_{pv} \qquad \text{(Eqn. 6.14)}$$

$$h'_{fg} = 2257 \text{ x } 10^3 + 0.68 \text{ x } 4209 \text{ x } (100 - 86) + 2029 = 2309.705 \text{x } 10^3 \text{ J/kg}$$

$$\bar{h}_L = 0.943\left[\frac{2776095.458 \text{ x} 2309.705 \text{ x } 10^3}{0.00147}\right]^{1/4}$$

$\bar{h}_L$ = 7292.376 W/m^{2}K

$q''(x) = h_x\,(T_{sat} - T_s)$

q_L'' = $\bar{h}_L\,(T_{sat} - T_s)$ = 7292.376 (100 -86) = 102, 093 kW/m^2

$q_L = q_L'' \text{ x } A_s = q_L'' \text{ x } L \text{ x } b$

q_L/unit width = 102.093 x .35 =35.732 kW/m

The rate of condensation per unit width is

معدل التكثيف لكل وحدة عرض هو

$\dot{m} = q_L / h_{fg}$ = 35.732/2257 = 0.0158 kg/s

Comments:

الملاحظات:

Let us check the assumption of laminar flow,

دعنا نتحقق من صحة الافتراض بأن الجريان طباقي,

$$Re_L = \frac{4\,\dot{m}}{p\,\mu_l} \qquad \text{(Eqn. 6.11)}$$

Perimeter, p = L +b = 0.35 + 1 = 1.35 m

$$Re_L = \frac{4 \times 0.0166}{1.35 \times 0.3 \times 10^{-3}} = 163.950$$

Note that the value of Reynolds number is greater than 20, which is the maximum value for the application of equation (6.23), so its application in solving this example gives erroneous results.

نلاحظ ان قيمة رقم رينولدز اكبرمن 20, وهي القيمة القصوى لتطبيق المعادلة (6.23), لذا فإن تطبيق هذه المعادلة في حل المثال يعطي نتائج خاطئة.

Exercise:

تمرين:

Repeat the calculations for a plate having a length of 50-cm and tilted with an angle $\theta = 30^o$.

كرر الحسابات لصفيحة طولها (50-cm) مائلة بزاوية قدرها ($\theta = 30^o$)

6.7.2 Wavy and Turbulent Flow over a Vertical Plate

6.7.2 الجريان المتموج والجريان الاضطرابي على الصفيحة الشاقولية

As the value of the Reynolds number exceeds about 30, waves start to form at the liquid - vapor interface. However the flow of the liquid film remains laminar and it is called ***laminar wavy flow***. The waves tend to increase the heat transfer rate; at the same time, the heat transfer analysis becomes more complicated. ***Kutateladze*** [18] recommended the following equation for the average heat transfer coefficient of wavy flow over the surface of a vertical plate

حين تتجاوز قيمة رقم رينولدزحوالي 30, تبدأ التموجات بالظهور في السطح الفاصل بين السائل والبخار, ومع ذلك يبقى جريان غشاء السائل جرياناً طباقياً يدعى ***الجريان الطباقي المتموج***. يؤدي وجود التموجات الى زيادة معدل انتقال الحرارة, الا ان تحليلات انتقال الحرارة تصبح اكثر تعقيداً. وقد اوصى الباحث ***كوتاتلادز*** [18] باستخدام المعادلة الآتية لتقييم متوسط معامل انتقال الحرارة للجريان المتموج على سطح الصفيحة الشاقولية

$$\bar{h}_{L(wavy)} = \frac{Re_L\,k_l}{1.08\,(Re_L)^{1.22} - 5.2}\left(\frac{g}{\upsilon_l^2}\right)^{1/3} \qquad 30 < Re_L < 1800\ ,\quad \rho_v \ll \rho_l \qquad (6.25)$$

and Reynolds number is estimated from

كما يمكن تخمين قيمة رقم رينولدز من

$$Re_{L(wavy)} = \left[4.81 + \frac{3.70\,L\,k_l(T_{sat} - T_s)}{\mu_l\,h'_{fg}}\left(\frac{g}{\upsilon_l^2}\right)^{1/3}\right]^{0.820} \qquad (6.26)$$

The condensate properties are to be at the film temperature and the vapor properties at the saturation temperature.

حيث تُقدر خواص السائل المتكثف عند درجة حرارة الفيلم , وخواص البخار عند درجة حرارة التشبع.

وفيما يخص ***جريان غشاء السائل الاضطرابي*** فوق الصفيحة الشاقولية, يُحسب رقم رينولدز باستخدام المعادلة (6.17), بينما يتم تقييم معامل انتقال الحرارة باستخدام المعادلة الآتية [19]

For the ***turbulent film flow*** on a vertical plate, Reynolds number is determined by equation (6.17), while the heat transfer coefficient is evaluated from the following expression [19]

$$\bar{h}_{L(turbulent)} = \frac{Re_L\, k_l}{8750 + 58\, Pr^{-0.5}\ (Re_L^{\,0.75} - 253)} \left(\frac{g}{\upsilon_l^2}\right)^{1/3} \qquad Re_L > 1800\ , \quad \rho_v \ll \rho_l \qquad (6.27)$$

6.7.3 الانابيب الشاقولية

يمكن الاستعانة بمعادلات الصفيحة الشاقولية لحل مسائل التكثيف على سطوح الانابيب العمودية شريطة ان يكون سمك غشاء السائل صغيراً مقارنة بقطر الانبوب. وبالتالي يمكننا استخدام المعادلة (6.23) لتخمين معامل انتقال الحرارة الذي يخص جريان غشاء السائل الطباقي على السطوح الخارجية للانابيب الشاقولية.

6.7.3 Vertical Tubes

The correlations of the vertical plate may be used to solve condensation problems for vertical tubes, provided the film thickness is small compared to the diameter. Thus, equation (6.23) can be used to evaluate the heat transfer coefficient for the liquid film laminar flow on the outer surfaces of vertical tubes.

6.7.4 الانابيب الافقية والاجسام الكروية

استناداً الى تحليلات ***نسلت*** المماثلة لتحليلاته الخاصة بالصفائح الشاقولية, فقد وضِعت معادلة لحساب متوسط معامل انتقال الحرارة تعنى بالجريان الطباقي لغشاء السائل المتكثف على أسطح الاجسام الكروية اوعلى الاسطح الخارجية للانابيب الافقية, وهي بالصيغة

6.7.4 Horizontal Tubes and Spheres

Based on the ***Nusselt*** analysis similar to that for vertical plates, the average heat transfer coefficient for laminar flow of the condensate film formed on the outer surfaces of spheres or horizontal tubes is expressed

$$\bar{h}_D = C \left[\frac{g\, \rho_l\, (\rho_l - \rho_v)\, h'_{fg} k_l^3}{\mu_l\ (T_{sat} - T_s) D}\right]^{1/4} \qquad (6.28)$$

حيث ان قيمة الثابت (C) للانابيب هي (0.729) وللاجسام الكروية (0.815). وبتطبيق المعادلتين (6.28) و (6.27) يمكننا اثبات حقيقة ان قيمة معامل انتقال الحرارة للانابيب الافقية اعلى من تلك للانابيب الشاقولية. وبناء على ذلك, تُستخدم حزم الانابيب الافقية في تصميم اجهزة التكثيف الصناعية بشكل واسع.

The value of the constant C is 0.729 for tubes and 0.815 for spheres. By applying equations (6.28) and (6.27), we can show that the heat transfer coefficient is higher for horizontal tubes than that for vertical tubes. Accordingly, stacked horizontal-tubes are employed extensively in the design of industrial condensers.

6.7.5 حزم الانابيب الافقية

تتركب الحزمة الافقية من عدد من الانابيب الافقية المثبتة عمودياً كما هو مبين في الشكل 6.7.

6.7.5 Horizontal Tube-Bundles

The horizontal bundle consists of many pipes stacked vertically as shown in Figure 6.7.

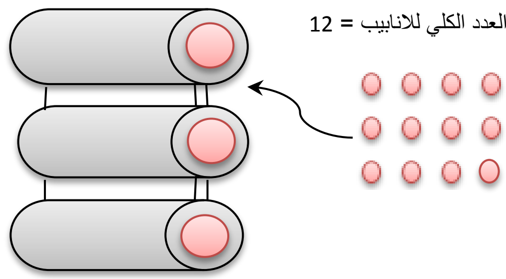


Figure 6.7 الشكل

Each vertical tier has N =3 horizontal tubes

الصف العمودي مكون من ثلاثة انابيب افقية (N =3)

We can evaluate the average heat transfer coefficient for the bundle $\bar{h}_{D(bundle)}$ by estimating the coefficient for one tier. This is done by replacing D with ND in equation (6.28).

نستطيع حساب متوسط معامل انتقال الحرارة لحزمة الانابيب $\bar{h}_{D(bundle)}$ من خلال تقدير قيمة المعامل لصف عمودي واحد مكون من (N) انبوب افقي, ويتم ذلك باحلال (ND) محل (D) في المعادلة (6.28),

$$\bar{h}_{D(bundle)} = 0.729\left[\frac{g\,\rho_l\,(\rho_l - \rho_v)\,h'_{fg}k_l^3}{\mu_l\,(T_{sat} - T_s)ND}\right]^{1/4} \qquad (6.29)$$

$$\therefore\ \bar{h}_{D(bundle)} = (1/N^{1/4})\ \bar{h}_{D(one\ horizontal\ tube)} \qquad (6.30)$$

To find $q_{(bundle)}$, we use the total area based on the total tubes in the bundle.

ولايجاد $(q_{(bundle)})$ نستخدم المساحة الكلية استناداً الى جميع الانابيب الموجودة في الحزمة.

6.7.6 Film Condensation inside Horizontal Tubes

6.7.6 التكثيف الغشائي داخل الانابيب الافقية

Most Industrial condensers involve vapor condensation inside horizontal or vertical tubes and not on the outer surfaces. Good examples include the condensers in steam and air conditioning plants. In this type of condensation, the heat transfer calculations are strongly influenced by two factors: one is the velocity of the vapor flow and the other is the rate of condensate accumulation on the inner walls of the tubes. For low vapor velocity ($Re_{apor} < 35,000$), ***Chato*** [20] recommen - ded the following relationship to estimate $\bar{h}_D$

تشتمل معظم اجهزة التكثيف في المصانع على عملية تكثيف بخارداخل انابيب شاقولية اوافقية وليس فوق اسطحها الخارجية. وافضل مثال على ذلك هو اجهزة التكثيف المستخدمة في منظومات توليد الطاقة الكهربائية التي تستهلك بخار الماء في عملها, وكذلك مكثفات مائع التبريد في منظومات تكييف الهواء. وفي هذا النوع من التكثيف, تتأثر حسابات انتقال الحرارة بشكل كبير بعاملين هما: سرعة جريان البخار, و معدل تجميع السائل المتكثف على الاسطح الداخلية للانابيب. وقد اوجد الباحث ***تشاتو*** [20] علاقة لتخمين متوسط معامل انتقال الحرارة $(\bar{h}_D)$ التي تنطبق على السرع المنخفضة للبخار, اي عندما يكون $(Re_{apor} < 35,000)$, وهي

$$\bar{h}_{D(\text{internal flow})} = 0.555\left[\left(\frac{g\,\rho_l\,(\rho_l - \rho_v)\,k_l^3}{\mu_l\,(T_{sat} - T_s)}\right)\left(h_{fg} + \frac{3}{8}C_{pl}\,(T_{sat} - T_s)\right)\right]^{1/4} \quad (6.31)$$

Applies for, $$Re_{(vapor)} = \left(\frac{\rho_v\,u_v\,D}{\mu_v}\right)_{\text{inlet to tubes}} < 3500 \quad (6.32)$$

The Reynolds number of the vapor is to be evaluated at the inlet of the tubes using internal diameter. The properties of the condensate are to be evaluated at the film temperature while h_{fg} and ρ_v at the saturation temperature. Heat transfer correlations for higher vapor velocities are available in the relevant literature [21].

يتم تقييم رقم رينولدز للبخار في مدخل الانبوب وعلى اساس قطره الداخلي. كما تُقدر خواص سائل التكثيف عند درجة حرارة الفيلم بينما تُقدر (h_{fg}) و (ρ_v) عند درجة حرارة التشبع. وتتوفر معادلات تخص انتقال الحرارة عند سرع بخار عالية في المصادر ذات الصلة [21].

It is worth noting that the presence of non-condensable gases, such as air, reduces the heat transfer coefficient. For example, it has been reported that 5% of air in steam will cut the value of the heat transfer coefficient by a factor of 5 [3]. This is because the gas layer acts as a buffer between the vapor and the surface, thus slowing down the condensation process.

تجدرالاشارة هنا الى أن وجود الغازات غير قابلة للتكثيف كالهواء يقلل من قيمة معامل انتقال الحرارة, فمثلا تواجد الهواء بنسبة 5% مع بخار الماء يؤدي الى انخفاض معامل انتقال الحرارة الى (1/5) قيمته الاصلية [3]. ويعود سبب هذا الانخفاض الى احاطة السطح بطبقة من الغاز مما يؤدي الى تباطؤ عملية التكثيف.

6.8 Dropwise Condensation

6.8 التكثيف القطراتي

Heat transfer coefficients for dropwise condensation are more than 10 times larger than those of the film condensation. This is because the droplets of condensate are scattered over the surface without the film, therefore there will be a smaller thermal resistance. However, it is not easy to achieve drowise condensation and it may require treating the solid surface with promoting chemicals or coating with polymer materials such as ***Teflon***.

ان قيم معامل انتقال الحرارة للتكثيف على هيئة قطرات تساوي عشرة اضعاف تلك التي تخص التكثيف الغشائي, وذلك لان قطرات السائل تتناثر على السطح بدون غشاء مما يجعل المقاومة الحرارية اصغر مقداراً. ولكن ليس من السهل تحقيق التكثيف على هيئة قطرات وقد يتطلب الامر معالجة السطح الصلب بمواد كيميائية محفزة او طلائه بمواد بوليميرية مثل ***التفلون***.

Several experimental studies of dropwise condensation have been published for different surface-fluid combinations.

وقد تم نشر عدد من الدراسات المختبرية تخص مجموعات مختلفة من الاسطح والموائع.

One expression suggested by ***Grifith*** [22] is for steam condensing on a copper surface is in the form

ان احد المعادلات التجريبية لهذا الغرض هي المعادلة التي اقترحها **كريفس** [22] والتي تعنى بتكثيف بخار الماء على سطح نحاسي, وهي

$$\bar{h}_{dropwise} = 51{,}104 + 2044\, T_{sat}\,(^{o}C) \qquad 22^{o}C \le T_{sat} \le 100^{o}C \qquad (6.33)$$

$$\bar{h}_{dropwise} = 255{,}310 \qquad T_{sat} > 100^{o}C \qquad (6.34)$$

Since the units of temperature are ^{o}C, the units of the heat transfer coefficient will be $W/m^2\,.^{o}C$. Note that the effect of sub-cooling here is small and can be neglected. Once more, the liquid properties are to be evaluated at the film temperature except the vapor at the saturation temperature.

يتخذ معامل انتقال الحرارة الوحدات $(W/m^2\,.^{o}C)$ لان وحدات درجة الحرارة في المعادلة اعلاه هي (^{o}C). وتجدر الملاحظة بان تأثير التبريد الى دون درجة التشبع اثناء هذا النوع من التكثيف يكون ضئيلاً بحيث يمكن اهماله. وتُقدر خواص السائل هنا عند درجة حرارة الفيلم وخواص البخار عند درجة التشبع.

Example 6.5

المثال 6.5

Consider film condensation on the outer surface of a tube whose diameter is 2-in and its length is 0.75m. Cooling water flows inside the tube to maintain the outer surface temperature at $36^{o}C$. Saturated steam at atmospheric pressure condenses over the outer surface of the tube. Calculate the rate of condensation for (a) the tube as one of a vertical bundle and (b) the tube as one of horizontal bundle.

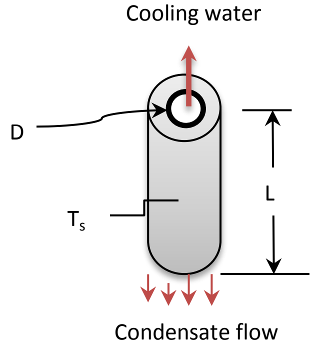
دعنا ننظر في حالة التكثيف الغشائي فوق السطح الخارجي لانبوب قطره (2-in) وطوله (0.75m). حيث يتم الحفاظ على درجة حرارة سطح الانبوب الخارجي عند $(36^{o}C)$ بواسطة جريان ماء التبريد داخله, كما يتكثف بخار الماء المشبع تحت ظروف الضغط الجوي على سطح الانبوب الخارجي. احسب معدل التكثيف للحالات (أ) عندما يكون الانبوب احد الانابيب في حزمة عمودية و (ب) عندما يكون الانبوب احد الانابيب في حزمة افقية.

Solution

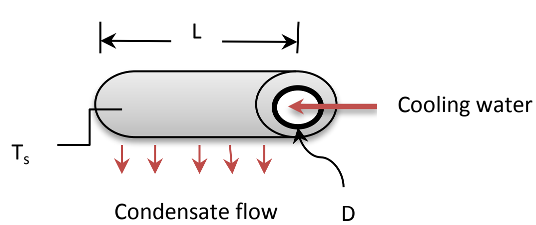
الحل

Given:

المعلوم:



(a)



(b)

$L = 0.75$ m, $D = 2$ in $= 0.0508$ m, $T_s = 36^oC$, $T_{sat} = 100^oC$, $g = 9.8$ m/s

Find:

المطلوب ايجاده

The mass flow rate of the condensate $\dot{m}$ for the vertical and horizontal positioning of the pipe

معدل الجريان الكتلي ($\dot{m}$) للانبوب في وضعيه العمودي والافقي

Assumptions:

الافتراضات:

1. The condensate film thickness is small compared to the pipe diameter.
2. Laminar wavy flow over the vertical tube surface.

1. سُمك غشاء السائل صغير مقارنة بقطر الانبوب.
2. نمط الجريان هو طباقي متموج.

Analysis:

التحليلات:

(a) Vertical tube

(أ) الانبوب في الوضع العمودي

We read the properties of water from tables, at the film temperature (100 + 36)/2 = 68^{o}C,

نستخرج خواص الماء من الجداول عند درجة حرارة الفيلم [(100 + 36)/2 = 68^{o}C],

$$\rho_L \approx 979 \text{ kg/m}^3 \quad \mu_l \approx 0.42 \times 10^{-3} \text{ Ns/m}^2, \; C_{pl} \approx 4188 \text{ J/kg.K} \quad k_l \approx 0.661 \text{ W/m.K}$$

Properties of saturated water vapor at 100^{o}C are

وخواص بخار الماء المشبع عند (100^{o}C) هي

$$\rho_v = 0.5973 \text{ kg/m}^3, \; h_{fg} = 2257 \text{ kJ/kg}, \; C_{pv} = 2029 \text{ J/kg.K}$$

The mass flow rate is calculated by equation (6.16),

نحسب معدل الجريان الكتلي باستخدام المعادلة (6.16)

$$q_L = \dot{m}\, h'_{fg} \qquad \text{(Eqn. 6.16)}$$

$$\dot{m} = q_L / h'_{fg}$$

$$q_L = \bar{h}_D \, A_s \, (T_{sat} - T_s)$$

To determine $\bar{h}_D$ for wavy flow, we apply equation (6.25),

نطبق المعادلة (6.25) لتقدير قيمة ($\bar{h}_D$),

$$\bar{h}_{L(wavy)} = \frac{Re_L\, k_l}{1.08\,(Re_L)^{1.22} - 5.2}\left(\frac{g}{\upsilon_l^2}\right)^{1/3} \qquad 30 < Re_L < 1800\ , \quad \rho_v \ll \rho_l \qquad \text{(Eqn. 6.25)}$$

$$Re_{L(wavey)} = \left[4.81 + \frac{3.70\, L\, k_l (T_{sat} - T_s)}{\mu_l\, h'_{fg}}\left(\frac{g}{\upsilon_l^2}\right)^{1/3}\right]^{0.820} \qquad \text{(Eqn. 6.26)}$$

$\upsilon_l = \mu_l/\rho_l = 0.42 \times 10^{-3}/979 = 4.29 \times 10^{-7}\ m^3/kg$

$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68\, C_{pl}\,(T_{sat} - T_s) + C_{pv}$ (Eqn. 6.14)

$h'_{fg} = 2257 \times 10^3 + 0.68 \times 4188 \times (100 - 36) + 2029 = 2441.290 \times 10^3$ J/kg.K

$$Re_{L(wavey)} = \left[4.81 + \frac{3.70 \times 0.75 \times 0.661(100 - 36)}{0.42 \times 10^{-3} \times 2441.29 \times 10^3}\left(\frac{9.8}{(4.29/1000000)^2}\right)^{1/3}\right]^{0.820}$$

$Re_{L(wavey)} = 947.773$

The value of the Reynolds number is between 20 and 1800, thus the assumption of wavy laminar flow is correct.

بما ان قيمة رقم رينولدز تقع بين 20 و1800 لذا يصح افتراض الجريان جرياناً طباقياً متموجاً.

$$\bar{h}_{L(wavy)} = \frac{947.773 \times 0.661}{1.08\,(947.773)^{1.22} - 5.2}\left(\frac{9.8}{(4.29/1000000)^2}\right)^{1/3}$$

$\bar{h}_{L(wavy)} = 5049.548\ W/m^2K$

$q_L = \bar{h}_L\, A_s\,(T_{sat} - T_s)$

$q_{L(vertical)} = \bar{h}_L\,(\pi D L)\,(T_{sat} - T_s) = 5049.548 \times \pi \times 0.0508 \times 0.75\,(100 - 36)$

$q_{L(vertical)} = 38681.858\ W = 38.6818\ kW$

$\dot{m}_{(vertical)} = q_L/h'_{fg} = 38.6818/2441.290 = \underline{0.01584\ kg/s}$

(b) Horizontal tube

(ب) الانبوب في الوضع الافقي

In this case we apply equation (6.28) to evaluate the heat transfer coefficient,

في هذه الحالة نطبق المعادلة (6.28) لتقييم معامل انتقال الحرارة,

$$\bar{h}_D = C\left[\frac{g\,\rho_l\,(\rho_l-\rho_v)\,h'_{fg}k_l^3}{\mu_l\,(T_{sat}-T_s)D}\right]^{1/4} \qquad \text{(Eqn. 6.28)}$$

C for tubes = 0.729

$$\bar{h}_D = 0.729\left[\frac{9.8 \times 979\,(979-0.5973)\,2441.290 \times 1000 \times (0.661)^3}{0.42 \times 0.001\,(100-36)\,0.0508}\right]^{1/4}$$

$\bar{h}_{D(horizontal)}$= 6082.635 W/m^{2}K

$q_{L(horizontal)} = \bar{h}_L\,(\pi D L)\,(T_{sat}-T_s)$ = 6082.635 x π x 0.0508 x 0.75 (100 – 36)

$q_{L(horizontal)}$ = 46595.779 W = 46.5957 kW

$\dot{m}_{(vertical)} = q_L/h'_{fg}$ = 46.5957/2441.290 = 0.0190 kg/s

Comments:

1. The condensate rate over the surface of the horizontal tube is 0.0190 kg/s, which is much larger than that for the vertical tube. This justifies the use of horizontal tube-bundles in industrial condensers.
2. To estimate the heat transfer coefficient for film condensation on a bundle of horizontal tubes, we apply equation (6.30) or (6.29).

الملاحظات:

1. معدل التكثيف فوق سطح الانبوب الافقي يساوي (0.0190 kg/s). ويتضح بأن قيمته اكبربكثير من تلك للانبوب الشاقولي, وهذا ما يبرر استخدام حزم الانابيب الافقية في صناعة اجهزة التكثيف.
2. لتخمين قيمة معامل انتقال الحرارة للتكثيف الغشائي على حزمة من الانابيب الافقية, نطبق المعادلة (6.30) او (6.29).

Exercise:

Consider a bundle made up of 25 horizontal tubes arranged in a square array for the duty mentioned in the above example. Each tube is 1.5-m long and has a diameter 5-cm diameter. Determine the rate of condensation.

Hint:

calculate $\bar{h}_{D(bundle)}$ for N = 5 tubes, estimate $q_{(bundle)}$ using the area based on 25 tubes and then calculate the rate from $\dot{m}_{(bundle)} = q_{(bundle)}/h'_{fg}$

تمرين:

تتالف حزمة من 25 انبوب افقي مرتبة بصفوف عمودية متساوية العدد, وذلك لانجاز التكثيف كما ورد في المثال اعلاه. اوجد معدل التكثيف مُتخذاً طول كل انبوب (1.5-m) وقطره (5-cm).

تلميح:

احسب معامل انتقال الحرارة للحزمة ($\bar{h}_{D(bundle)}$) معتمداً 5 انابيب ثم احسب ($q_{(bundle)}$) معتمداً 25 انبوب لتقدير المساحة الكلية, وبعد ذلك يمكنك حساب معدل التكثيف من ($\dot{m}_{(bundle)} = q_{(bundle)}/h'_{fg}$).

References & Suggested Reading المراجع

1. F. P. Incropera. D. P. DeWitt, T.L. Bergman, and A. S. Lavine. *Introduction to Heat Transfer*. 5th ed. John Wiley & Sons, 2007.
2. Yunus A. Çencel. *Heat Transfer A Practical Approach*. International ed. McGraw Hill, 1998.
3. J. H. Lienhard IV and J. H. Lienhard V. *A Heat Transfer Textbook*. 4th ed. Phlogiston Press, 2017.
4. J.P Holman. *Heat Transfer*, 10th ed. McGraw Hill, 2010.
5. Y. Bayazitoglu and M.N. Özişik. *Elements of Heat Transfer*. McGraw Hill, 1988.
6. S. Nukiyama. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 9, 1419, 1966.
7. K.W. Haley, and J.W.Westwater. *Chem. En. Sci,* 20, 711,1965
8. J. W. Westwater, and J. G. Santangelo. *Ind. Eng. Chem.,* 47, 1605, 1955.
9. J. W Westwater. *Am. Sci.,* 47, 427,1959.
10. W. M. Rohsenow. *Trans ASME*, 74,969, 1952.
11. M. T. Cichelli and C.F. Bonilla. *Trans AIChE*, 41, 755, 1945.
12. N. Zuber. *Trans. ASME*, 80, 711, 1958.
13. P. J. Berenson. *J. Heat Transfer*, 83, 351, 1961.
14. L. A. Bromely. *Chem. Eng. Prog*., 46, 221, 1950.
15. S. van Stralen and R. Cole. *Boiling Phenomena*. McGraw Hill, 1979.
16. J.H. Leinhard and R. Eichhorn. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 19, 1135, 1976.
17. W. Nusselt. *Z.Ver. Deut. Ing*., 60, 541, 1961.
18. S. S. Kutateladze. *Fundamentals of Heat Transfer*, New York: Academic Press, 1963.
19. D. A, Labuntsov. *Teploenergetika*, 4, 72, 1957
20. J. C. Chato. *J. ASHRAE*, 4, 52, 1962.
21. W. W. Akers. H. A. Deans, and O. K. Crosser, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.,* 55, No. 29, p 171, 1958.
22. G. Griffith. *In Heat Exchanger Design Handbook*, Vol 2, New York ; Hemisphere, 1983.
23. D. Q. Kern. *Process Heat Transfer*. New York: McGraw-Hill, 1950.

Problems المسائل

g = 9.8 m/s, Properties are available in the appendix

Nucleate Boiling الغليان النووي

6.1 Water is boiled at 1 atm in a copper pan placed on a heating unit. If the pan diameter is 25-cm and its surface is maintained at 115°C, calculate the rate of evaporation of the water in kg/s.

6.1 يغلي الماء تحت تأثيرالضغط الجوي (1 atm) في وعاء مصنوع من النحاس مثبت فوق مصدر للتسخين. فاذا كان قطر الوعاء (25-cm) ودرجة حرارة سطحه (115°C), احسب معدل تبخير الماء بالوحدات (kg/s).

6.2 The bottom surface of a stainless steel container 30-cm in diameter is maintained at 120°C by an electric-heating element. Determine the power required to boil

6.2 اذا ثُبتت درجة حرارة السطح السفلي لوعاء قطره (30-cm) عند (120°C) بواسطة سخان كهربائي, اوجد القدرة اللازمة لغليان الماء في هذا الوعاء تحت ظروف

water at atmospheric pressure in this container.

الضغط الجوي.

6.3 Water is boiled at atmospheric pressure on a nickel wire at 15°C excess temperature. Estimate the heat flux.

6.3 يغلي الماء تحت ظروف الضغط الجوي على سطح سلك مصنوع من النيكل درجة حرارة سطحه الزائدة (15°C). قدر قيمة الفيض الحراري.

6.4 Determine the critical heat flux for boiling water at atmospheric conditions by a cylindrical heating element.

6.4 احسب الفيض الحراري الحرج لغليان الماء في الظروف الجوية بواسطة سخان اسطواني الشكل.

6.5 Water is boiled at atmospheric pressure in a brass pan. If the pan diameter is 20-cm and its surface is maintained at 110°C, calculate (a) the rate of heat transfer to the water and (b) the critical heat flux.

6.5 يغلي الماء في وعاء مصنوع من البراس تحت تأثيرالضغط الجوي. فاذا كان قطر الوعاء (20-cm) ودرجة حرارة سطحه ثابتة عند (110°C), احسب (أ) معدل انتقال الحرارة الى الماء و (ب) الفيض الحراري الحرج.

6.6 A nickel heating element having a length of 40-cm and diameter of 2.5-cm is used to boil water at 1 atm. If the surface temperature of the heating element is not to exceed 124°C, estimate the rate of steam production in kg/hr.

6.6 يُستخدم سخان مصنوع من النيكل طوله (40-cm) وقطره (2.5-cm) لغلي كمية من الماء تحت تأثيرالضغط الجوي (1 atm). فاذا علمت ان درجة حرارة سطح السخان لن تتجاوز (124°C), اوجد معدل انتاج بخار الماء بالوحدات (kg/hr).

6.7 Water is boiled at atmospheric conditions in a 15-cm diameter stainless steel pan placed on a 2-kW electric heater. If 65% of the power is transferred to the water, evaluate the surface temperature of the pan.

6.7 يغلي الماء تحت تأثيرالظروف الجوية في وعاء قطره (15-cm) مصنوع من الصلب المقاوم للصدأ ومثبت فوق سخان كهربائي قدرته (2-kW). فاذا علمت ان (65%) من القدرة تنتقل الى الماء, احسب درجة الحرارة عند سطح الوعاء.

6.8 Repeat problem 6.7 for a copper pan.

6.8 كرر حل المسألة 6.7 لوعاء مصنوع من النحاس.

6.9 In a gas-fired boiler, water is boiled at 140°C. The hot gases flow through a coiled-tube keeping its surface temperature at 165°C. Boiling takes place over the outer surface of the nickel-plated tube. If the total length of the tube is 40-m and its outer diameter is 2-in, determine (a) the rate of heat transfer from the hot gases to the water and (b) the ratio of the critical heat flux to the actual heat flux.

6.9 يغلي الماء في سخان يعمل بالغازات الساخنة عند درجة الحرارة (140°C). حيث يمرر الغاز الساخن خلال انبوب ملفوف درجة حرارة سطحه ثابتة عند (165°C). يحدث الغليان فوق سطح الانبوب الخارجي المطلي بمعدن النيكل. فاذا كان طول الانبوب (40-m) وقطره الخارجي (2-in), حدد (أ) معدل انتقال الحرارة من الغاز الساخن الى الماء و (ب) نسبة الفيض الحراري الحرج الى الفيض الحراري الحقيقي.

6.10 For a stainless steel tube, repeat the calculations of problem 6.9 using Excel.

6.10 كرر حل المسألة 6.9 لانبوب مصنوع من الصلب المقاوم للصدأ مستخدماً برنامج الاكسيل.

Film Boiling

الغليان الغشائي

6.11 A 5-cm diameter copper bar at a uniform temperature of 260°C is suddenly immersed in a bath of ***saturated water*** at atmospheric pressure. Calculate the heat transfer per meter length of the bar.

6.11 غُمر جسم اسطواني الشكل مصنوع من النحاس قطره (5-cm) ودرجة حرارته (260°C) في وعاء من ***الماء المشبع*** تحت تأثير الضغط الجوي.احسب مقدار انتقال الحرارة لكل متر طول من الجسم.

6.12 A 3-cm diameter metal sphere at a uniform temperature of 735K is immersed in boiling water at 1 atm. Calculate the heat transfer coefficient.

6.12 غُمرت كرة معدنية قطرها (3-cm) ودرجة حرارتها المنتظمة (735K) في ماء يغلي عند ضغط (1 atm), احسب معامل انتقال الحرارة.

6.13 Repeat problem 6.12, taking into account the thermal radiation from the sphere. Consider the ***emissivity*** to be 0.28.

6.13 كرر حسابات المسألة 6.12 مع الاخذ في الاعتبار الاشعاع الحراري المنبعث من الكرة. اتخذ قيمة ***الانبعاثية*** بحدود (0.28).

6.14 A cylindrical heating element of 2-in diameter at 360°C is immersed horizontally in saturated water at 1 atm. The element is coated with polished stainless steel having an emissivity of 0.35. Estimate the heat transfer coefficient and the power per unit length dissipated by the element.

6.14 سخان اسطواني الشكل قطره (2-in) ودرجة حرارته (360°C) مغمور افقياً في ماء مشبع عند ضغط (1 atm). فاذا علمت ان السخان مطلي بطبقة من الصلب المقاوم للصدأ المصقول بحيث تكون انبعاثيته للاشعاع مساوية (0.35), اوجد معامل انتقال الحرارة وكذلك القدرة التي يوفرها السخان لكل متر طول.

6.15 A 25-cm long and 4-cm diameter steel billet at 420°C is submerged horizontally in boiling water at 1-atm. If the emissivity of the billet is 0.65, estimate the rate of heat transfer to the water.

6.15 غُمرت قطعة من الحديد طولها (25-cm) وقطرها (4-cm) ودرجة حرارتها (420°C) افقياً في ماء يغلي تحت ضغط قدره (1-atm). فاذا علمت ان انبعاثية القطعة (0.65), احسب معدل انتقال الحرارة الى الماء.

6.16 Consider a 1.2-mm diameter platinum wire fixed horizontally in boiling water at atmospheric conditions. The emissivity of the wire is 0.85 and its surface temperature is 500°C. Determine the film boiling heat transfer coefficient.

6.16 سلك مصنوع من البلاتين قطره (1.2-mm) مثبت افقياً في ماء يغلي في الظروف الجوية. اذا كانت قيمة انبعاثية السلك (0.85) ودرجة حرارة سطحه (500°C), حدد قيمة معامل انتقال الحرارة للغليان الغشائي.

6.17 A heating wire of diameter 2.5 mm and emissivity 0.45 is immersed in saturated water at atmospheric pressure. Determine

6.17 سلك تسخين قطره (2.5 mm) وانبعاثيته (0.45) مغمور في ماء بدرجة التشبع تحت الضغط الجوي. احسب

power dissipation per unit length to maintain the surface temperature of the wire at 600°C.

القدرة التي يفقدها السلك لكل وحدة طول لابقاء درجة حرارة سطحه عند (600°C).

6.18 Use Excel to plot the power dissipation per meter length of a heating wire immersed in water verses the wire surface temperature for the range 300 – 700°C. The plot should include the diameters 1.5-mm and 2.0-mm for a metal wire of emissivity of 0.55 immersed in boiling water at 1 atm.

6.18 إستخدم برنامج الاكسيل لرسم خطوط بيانية تمثل القدرة لكل وحدة طول يزودها سلك التسخين المغمور في الماء ضد درجات حرارة سطح السلك, إتخذ قيم درجات الحرارة ما بين (300°C) و (700°C). كما يجب ان تَعتمد رسوماتك القطرين (1.5-mm) و (2.0-mm) لسلك معدني انبعاثيته (0.55) مغموراً في ماء يغلي تحت تأثيرالضغط الجوي (1 atm).

Film Condensation

التكثيف الغشائي

6.19 A vertical plate, 1.5-m high and 2.5-m wide, maintained at 75°C. The plate is exposed to saturated steam at atmospheric pressure. Estimate the mass flow rate of the condensate dripping down from the plate.

6.19 صفيحة شاقولية ارتفاعها (1.5-m) وعرضها (2.5-m) ودرجة حرارتها (75°C). تتعرض الصفيحة الى بخار الماء المشبع عند الضغط الجوي. احسب معدل جريان الماء المتكثف الذي ينحدر من الصفيحة.

6.20 Repeat problem 6.19 for a plate at temperature of 40°C.

6.20 كرر حسابات المسألة 6.19 لصفيحة درجة حرارتها (40°C).

6.21 Saturated steam is condensing at atmospheric pressure on 2-m long tilted-plate. If the angle of inclination with the vertical is θ = 45°C, and the plate temperature is 55°C, estimate the rate of condensate per unit width.

6.21 يتكثف بخار الماء المشبع على صفيحة مائلة طولها (2-m) تحت الظروف الجوية. فاذا كانت زاوية الميل عن المحور الرأسي بحدود (θ = 45°C) ودرجة حرارة الصفيحة (55°C), احسب معدل التكثيف لكل وحدة عرض من الصفيحة.

6.22 A vertical plate 75-cm high and 30-cm wide is subjected to saturated steam at 1 atm. If the condensation rate is 0.45 kg/min, calculate the surface temperature of the plate.

6.22 تتعرض صفيحة شاقولية ارتفاعها (75-cm) وعرضها (30-cm) الى بخار ماء مشبع تحت ضغط (1 atm). فاذا كان معدل التكثيف مساوياً (0.45 kg/min), احسب درجة حرارة سطح الصفيحة.

6.23 For saturated steam condensation over the surface of a vertical plate at atmospheric pressure, plot the rate of condensation as a function of plate temperature. The plate temperatures are to be within the range 45 - 85°C; the height of the plate is 2.2-m and its width is 3-m.

6.23 اذا تم اجراء عملية تكثيف بخار الماء المشبع على سطح صفيحة شاقولية تحت تأثيرالضغط الجوي, إرسم خطاً بيانياً يمثل معدل التكثيف كدالة لدرجة حرارة الصفيحة, علماً ان قيم درجة حرارة الصفيحة تتراوح بين (45°C) و (85°C), وارتفاع الصفيحة هو (2.2-m) وعرضها (3-m).

6.24 Saturated steam at 60°C condenses on the outer surface of a vertical tube. Cooling water is running through the tube keeping its outer surface temperature at 40°C. If the outer diameter of the tube is 2-in and its length is 6-ft, estimate the rate of heat transfer to the cooling water.

6.24 يتكثف بخار الماء عند درجة حرارة تشبعه (60°C) على السطح الخارجي لانبوب شاقولي. يجري ماء تبريد داخل الانبوب لابقاء درجة حرارة سطحه الخارجي عند (40°C). فاذا علمت ان قطر الانبوب الخارجي (2-in) وطوله (6-ft), احسب معدل انتقال الحرارة الى ماء التبريد.

6.25 Repeat problem 6.24 for a horizontal tube.

6.25 كرر حل المسألة 6.24 لانبوب في وضع افقي.

6.26 Consider condensation of saturated steam at 1 atm over the surface of a horizontal tube. The tube outer surface temperature is maintained at 50°C by cooling water running through it. If the tube has a diameter of 5-cm and length 2.5-m, compute (a) the rate of heat transfer to the cooling water and (b) the rate of condensation in kg/h.

6.26 يتكثف بخار الماء المشبع فوق سطح انبوب افقي تحت تأثيرالضغط الجوي اي (1 atm), حيث أُبقيت درجة حرارة سطح الانبوب الخارجي عند (50°C) نتيجة جريان ماء التبريد فيه. فاذا كان قطر الانبوب الخارجي (5-cm) وطوله (2.5-m), احسب (أ) معدل انتقال الحرارة الى ماء التبريد و (ب) معدل التكثيف بوحدات (kg/h)

6.27 If the tube in problem 6.26 is replaced by a bundle of 35 horizontal tubes, what will the condensation rat be?

6.27 اذا استُبدل الانبوب في المسألة 6.26 بحزمة متكونة من 35 انبوب افقي, فما مقدار معدل التكثيف؟

6.28 Saturated steam at 70°C is to be condensed at a rate of 3 x 10^{-3}kg/s over the surface of a horizontal tube. If the outer diameter of the tube is 4-cm, and the outer surface temperature is maintained at 40°C, determine the length of the tube.

6.28 يتكثف بخار ماء درجة حرارة تشبعه (70°C) على سطح انبوب افقي بمعدل (3 x 10^{-3}kg/s). فاذا كان قطر الانبوب الخارجي مساوياً (4-cm) ودرجة حرارة سطحه الخارجي ثابتة عند (40°C), اوجد طول الانبوب.

6.29 A steam condenser operates at a pressure of 5.6 kPa (T_{sat} = 35°C). The condenser consists of 64 horizontal tubes arranged in 8 X 8 square array. Cooling water runs inside the tubes keeping the outer surface temperature of the tubes uniform at 20°C. The tubes are 6-m long and have an outer diameter of 4-cm. Estimate (a) the average heat transfer

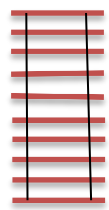
6.29 يعمل جهاز لتكثيف بخار الماء تحت ضغط مقداره (5.6 kPa) بحيث تكون درجة حرارة تشبعه (T_{sat} = 35°C). يتألف هذا الجهاز من 64 انبوب افقي مرتبة بالتساوي (8 X 8). يمرر ماء التبريد داخل الانابيب لابقاء درجة حرارة اسطحها الخارجية منتظمةً عند (20°C). فاذا علمت ان طول حزمة الانابيب (6-m) والقطر الخارجي لانابيبها (4-cm), قدِر (أ) متوسط معامل انتقال الحرارة

coefficient and (b) the rate of condensation on the outer surfaces of the tubes.

و (ب) معدل التكثيف على اسطح الانابيب الخارجية.

6.30 In a refrigeration system, the vapor of the ***refrigerant*** condenses on the outer surfaces of 10 horizontal tubes arranged in a vertical tier. The tubes are 1.2-cm in diameter and 50-cm long. If the saturation temperature of the refrigerant is 32°C and the temperature of the outer surfaces of the tubes is 25°C, determine the heat transfer coefficient.

6.30 يتكثف بخار ***سائل التثليج*** فوق اسطح (10) انابيب افقية مثبتة عمودياً في منظومة تثليج معينة, حيث كان قطر الانبوب الواحد (1.2-cm) وطوله (50-cm). فاذا علمت ان درجة حرارة التشبع لسائل التثليج هي (32°C) ودرجة حرارة سطوح الانابيب الخارجية (25°C), فما قيمة معامل انتقال الحرارة؟



Properties of refrigerant:

خواص سائل الثليج:

h_{fg} = 173.25 kJ/kg, ρ_v = 37.5 kg/m^3

ρ_l = 1187 kg/m^3, k_l = 79.6 x 10^{-3} W/m.K, μ_l = 0.20 x 10^{-3} Ns/m^2, C_{pl} = 1.447 x 10^3 kJ/kg.K

6.31 Repeat problem 6.30 for a tube diameter of 1-in. What will the condensation rate of the refrigerant be?

6.31 كرر حل المسألة 6.30 متخذاً قطرالانبوب الواحد مساوياً (1-in). وما مقدار معدل التكثيف لسائل التثليج في هذه المنظومة؟

6.32 A steam condenser in a power plant operates at a pressure of 7.4 kPa; the steam condenses on the outer surfaces of the tubes. The condenser consists of 100 tubes arranged in 10 x 10 square array. Each tube is 4-m long and has an outer diameter of 5-cm. If the outer surfaces of the tubes are maintained water at 30°C by cooling water, calculate the rate of condensation in kg/min.

6.32 يعمل جهازتكثيف بخار الماء في احدى محطات توليد الطاقة الكهربائية بضغط قدره (7.4 kPa), حيث يتكثف البخارفوق اسطح الانابيب الخارجية. ويتألف الجهاز من 100 انبوب مرتبة بالتساوي على شكل مربع, اي (10 x 10), وان طول كل انبوب يساوي (4-m) وقطره الخارجي (5-cm). فاذا كانت درجة حرارة اسطح الانابيب الخارجية مثبتة بواسطة ماء التبريد عند (30°C), احسب معدل التكثيف بالوحدات (kg/min).

Research Oriented Questions

اسئلة البحوث القصيرة

6.33 Define boiling and discuss the different regimes that may occur when boiling water at atmospheric pressure.

6.33 عرف الغليان وتكلم عن انماط غليان الماء التي قد تحدث تحت تأثير الضغط الجوي.

6.34 Boiling and evaporation are two different ***unit operations***. Compare the two industrial processes and sketch a typical

6.34 المعلوم ان الغليان والتبخير هما نوعان مختلفان من ***عمليات الوحدات الصناعية***. قارن بين العمليتين وارسم

industrial boiler and a typical evaporator.

رسماً تخطيطياً لجهاز غليان وآخر لجهاز تبخير يُستخدمان في المصانع.

6.35 Draw the boiling curve and identify the boiling regimes. Which type of boiling is common in the operation of power plant boilers? Explain how the ***boiler*** works within the steam cycle of the power plant.

6.35 ارسم منحنى الغليان وحدد انواع الغليان. اي نوع من الغليان شائع في تشغيل محطات الطاقة الكهربائية؟ اشرح كيف يعمل ***المرجل البخاري*** ضمن دورة بخار الماء في محطات الطاقة الكهربائية.

6.36 What is the difference between pool boiling and flow boiling? Write about the methods of enhancing pool boiling.

6.36 ما الفرق بين الغليان الوعائي وغليان السائل الجاري؟ اكتب ماتعرفه عن طرق تعزيز الغليان الوعائي.

6.37 What is burnout? Explain why we need to avoid the burnout point in the design of industrial boilers.

6.37 ما المقصود بنقطة الاحتراق؟ لماذا ينبغي تجنبها في تصميم المراجل البخارية الصناعية؟

6.38 Discuss film boiling and compare it to nucleate boiling. Why film boiling is not used a base for boiler design?

6.38 ناقش ظاهرة الغليان الغشائي وقارنه مع الغليان النووي. لماذا لايستخدم الغليان الغشائي كأساس لتصميم معدات الغليان؟

6.39 Explain why superheated steam and sub-cooled water are included in the heat transfer calculations of power plants. How is it done?

6.39 اذكراسباب شمول بخار الماء المحمص والماء المبرد تحت درجة حرارة التشبع في حسابات انتقال الحرارة التي تخص محطات الكهرباء. كيف يتم ذلك؟

6.40 Write an essay on boiling and relevant equipment in a refinery.

6.40 اكتب ماتعرفه عن ظاهرة الغليان التي تحصل في مصفاة نفط معينة وعن المعدات ذات الصلة.

6.41 Apply Excel to solve problem 6.14 for different diameters (2, 4, 6, 8 and 10-in), and then plot the power per unit length verses the tube diameter.

6.41 استخدم برنامج الاكسيل لحل المسألة 6.14 متخذاً قيم اقطار مختلفة (2, 4, 6, 8, 10), بوحدات الانج, ثم ارسم خطاً بيانياً يمثل القدرة لوحدة الطول ضد قطر الانبوب.

6.42 Explain how condensation occurs. How are condensers used in industry?

6.42 اشرح كيف يحصل التكثيف, كيف تستخدم اجهزة التكثيف في المصانع؟

6.43 Explain the mechanism of film condensation and write down the Nusselt analysis for laminar condensation on a vertical plate.

6.43 اشرح ميكانيكية التكثيف الغشائي. اكتب تحليلات نسلت للتكثيف الطباقي فوق سطح صفيحة شاقولية.

6.44 Explain the concept of film conden - sation and compare with dropwise conden - sation.

6.44 اشرح مفهوم التكثيف الغشائي وقارن مع التكثيف القطراتي.

6.45 Discuss condensation on tubes. Why condensation on a bundle of horizontal tube is more efficient than a bundle of vertical tubes?

6.45 نـاقش التكثيـف فـوق اسـطح الانابيـب. لمـاذا تكـون كفاءة التكثيف على حزمة الانابيب الافقيـة افضـل من تلك على حزمة الانابيب الشاقولية؟

6.46 If you know the duty of a steam condenser in kg/s, how would do you proceed to design the condenser? Perform study case to design a seam condenser operating in a power plant.

6.46 اذا كـان معلومـاً لـديك معـدل التكثيـف بوحـدات (kg/s) لجهـاز تكيـف معـين, فكيـف تشـرع بتصـميم الجهاز؟ حدد معطيات لجهاز تكثيف يعمل ضمن محطـة كهرباء معينة ثم ضع تصميما اولياُ له.

6.47 Explain the effects of non-condensable gases on condensation. What is most common gas that effect condensation? How do we detect and prevent the leakage of gases into condensers?

6.47 اشرح تأثيرات وجود الغازات غير القابلـة للتكثيف على عملية التكثيف. ماهو الغاز الاكثر شيوعاً في التـأثير على التكثيف؟ كيف نستطيع اكتشـاف ومنـع تسـرب هذه الغازات الى اجهزة التكثيف؟

6.48 Explain the operation of a condenser in the refrigeration cycle. What type of condensers is used? What information is required to design a fridge condenser?

6.48 اشـرح طريقـة عمـل جهـاز التكثيـف ضـمن دورة التثليج. مـا هـو نـوع جهـاز التكثيـف المسـتخدم؟ ومـا هـي المعلومات المطلوبـة لتصـميم جهـاز التكثيـف الموجـود فـي الثلاجة؟

4.49 How condensation is achieved in ***multi stage flash distillation plants*** (MSF)? Sketch a typical MSF plant and explain how pressure affects the condensation process.

4.49 كيف يُنجز التكثيف في ***محطات تقطير الماء متعددة المراحل*** (MSF)؟ ارسم مخططاً لمحطـة تقطير من هذا النوع ووضح تأثير الضغط على عملية التكثيف.

4.50 Use Excel to solve problem 6.32.

4.50 استخدم برنـامج الاكسيل لحل المسألة 6.32.

Chapter 7

Radiative Heat Transfer

Learning objectives of chapter 6

When you have completed this chapter you should be able to

1. Understand the principles of radiation, electromagnetic spectrum and emission of thermal radiation.
2. Explain blackbody radiation and calculate the emissive power.
3. Apply Stefan-Boltzmann and Wien's displacement laws to solve problems.
4. Describe emission from real and gray bodies and estimate the emissivity.
5. Estimate the emissivity of a band of thermal radiation.
6. Explain total and spectral properties of a surface and apply Kirchhoff's law.
7. Formulate equations for the radiation intensity and define radiosity.
8. Develop relations for radiative exchange between black surfaces and between gray surfaces.
9. Apply shape factor rules to radiative exchange calculations.
10. Use resistance network to solve problems of radiation exchange between 2 surfaces and between 3 surfaces in an enclosure.
11. Apply network analysis to solve problems that include re-radiation surfaces and radiation shields.
12. Solve problems of combined convection and radiation.
13. Describe gas thermal radiation.
14. Explain solar radiation and green-house effect.

الفصل السابع

انتقال الحرارة بالاشعاع

اهداف دراسة الفصل السادس

بعد الانتهاء من دراسة هذا الفصل ستتمكن من

1. فهم مبادىء الاشعاع والطيف الكهرومغناطيسي وانبعاث الاشعاع الحراري.
2. شرح الاشعاع الحراري الصادر من الجسم الاسود وحساب القدرة الانبعاثية.
3. تطبيق قانون ستيفان - بولتزمان وقانون واين للازاحة في حل مسائل الاشعاع الحراري.
4. وصف الاشعاع الصادر من الاجسام الحقيقية ومن الاجسام الرمادية وتخمين الانبعاثية.
5. تقدير الانبعاثية لحزمة الاشعاع الحراري.
6. شرح معنى الخواص الاجمالية والخواص الطيفية وتطبيق قانون كيرتشوف.
7. صياغة معادلات شدة الاشعاع وتعريف الريديوستي.
8. اشتقاق علاقات تخص تبادل الاشعاع بين الاسطح السوداء وبين الاسطح الرمادية.
9. تطبيق قواعد عامل الرؤية في اجراء حسابات تبادل الاشعاع بين الاسطح.
10. استخدام شبكات المقاومة الاشعاعية لحل مسائل تخص تبادل الاشعاع بين سطحين وكذلك بين ثلاثة اسطح في حيزمغلق.
11. تطبيق تحليلات شبكات المقاومة لحل مسائل تخص اسطح اعادة الاشعاع وحواجز الاشعاع.
12. حل المسائل المتعلقة بانتقال الحرارة بواسطة الاشعاع والحمل الحراري في آن معاً.
13. وصف ظاهرة الاشعاع من الغازات.
14. شرح موضوع الاشعاع الشمسي وظاهرة الاحتباس الحرارى.

How does the heat from the sun reach the surface of the earth?

In this chapter, we consider the third mode of heat transfer, radiation. Unlike conduction and convection, radiative transfer doesn't require the presence of matter; transfer may be affected through vacuum by electromagnetic waves. It is an important phenomenon related to the design of many industrial equipment, such as furnaces, dryers, solar collectors and heat exchangers.

We first discuss the spectral nature of radiation and the emission of infrared thermal radiation, followed by blackbody radiation including the Stefan-Boltzmann, Wien's displacement and Plank distribution laws. Emission from real and gray bodies, together with radiative properties of a surface, is then covered. This is followed by radiative exchange between surfaces and a discussion of the view factors. We then apply the resistance network approach to solve radiative exchange problems that include re-radiating surfaces and radiation shields. Finally, we devote a section to introduce gas radiation, and a section to discuss some aspects of solar radiation and greenhouse effect on environment.

كيف تصل الحرارة من الشمس الى سطح الارض؟

ندرس في هذا الفصل الطريقة الثالثة لانتقال الحرارة وهي الاشعاع, وبخلاف التوصيل والحمل الحراري فإن انتقال الحرارة بواسطة الاشعاع لايتطلب وجود المادة, حيث يتم الانتقال عبرالفراغ بواسطة الموجات الكهرومغناطيسية. انها ظاهرة في غاية الاهمية, حيث يرتكز عليها تصميم العديد من المعدات الصناعية, مثل الافران واجهزة التجفيف و المُجمِعات الشمسية والمبادلات الحرارية.

سنتطرق اولاً الى طبيعة الاشعاع الطيفية وانبعاث الاشعة تحت الحمراء. ثم نبسط البحث في موضوع اشعاع الجسم الاسود, بما في ذلك قانون ستيفان - بولتزمان وقانون واين للازاحة وقانون بلانك لتوزيع الاشعاع. بعد ذلك, يتم تغطية موضوع انبعاث الاشعاع من الاجسام الحقيقية والاجسام الرمادية اضافة الى خواص السطح الاشعاعية. ويلي ذلك تبادل الاشعاع بين الاسطح ومناقشة عوامل الرؤية. وبعدها نطبق طريقة شبكات المقاومات الاشعاعية لحل المسائل المتعلقة بتبادل الاشعاع التي تتضمن اسطح اعادة الاشعاع وحواجز الاشعاع. واخيرا نخصص فقرة لتقديم شرح مختصر عن الاشعاع الصادر من الغازات, وفقرة لمناقشة بعض جوانب الاشعاع الشمسي وتاثير الاحتباس الحراري على المناخ.

7.1 Principles of Radiation

Radiation is the transmission of energy by electromagnetic waves. ***James Maxwell***, in 1865, proposed that changes in an electric current generate electric and magnetic fields. These fields travel through space as waves moving at the speed of light [1]. In 1887, ***Heinrich Hertz*** was the first scientist to experimentally demonstrate the existence of electromagnetic waves moving at the speed of light.

7.1 مبادىء الاشعاع

الاشـــعاع هوانتقـــال الطاقـــة بواســـطة الموجـــات الكهرومغناطيسية. وقد اوضح العالم ***جيمس ماكسويل*** في عام 1865 ان التغيرات في التيار الكهربائي تؤدي الى توليد مجالات كهربائية ومجالات مغناطسسية تسير عبر الفضاء بسرعة الضوء [1]. وفي عام 1887 كان العالم ***هنرك هيرتز*** اول من اجرى تجارب مختبرية تثبت وجود الموجات الكهرومغناطيسية التي تسير بسرعة الضوء.

Waves are specified by the magnitude of the ***wave length*** λ and ***frequency*** ν which are related to the speed of light c as follows

يتم تحديد نوع الموجات من خلال قيمة ***طول الموجة*** (λ) و ***التردد*** (ν) التي ترتبط بسرعة الضوء (c) حسب العلاقة التالية

$$\lambda = \frac{c}{\nu} \qquad (7.1)$$

The value of c in ***vacuum*** is 2.998 x 10^8 m/s.
In 1900, ***Max Plank*** postulated that waves are made up of a collection of discrete packets of energy known as ***photons*** or quanta. He is considered as the founder of the ***quantum theory***. He proposed that the photon has an amount energy e given by

تبلغ قيمة (c) في ***الفراغ*** (2.998 x 10^8 m/s). لقد وضع العالم ***ماكس بلانك*** في عام 1900 نظريته التي تنص على ان الموجات تتركب من كميات صغيرة او حزم من الطاقة المنفصلة عن بعضها تُسمى ***فوتونات***. ويُعد بلانك اول من وضع اسس ***نظرية الكم***, حيث اقترح بأن الفوتون يمتلك كمية من الطاقة (e) تُعطى من العلاقة

$$e = h\,\nu \qquad (7.2)$$

where h is the Plank constant having a value of 6.625 x 10^{-14} J.s.

يمثل (h) ثابت بلانك قيمته (6.625 x 10^{-34} J.s).

Equations (7.1) and (7.2) indicate that the short wave length radiation has a high value of frequency and energy. Accordingly, the ***electromagnetic radiation spectrum*** is laid out; starting from the long radio waves and ending in the very short wave length radiation known as ***gamma rays***, see Fig 7.1.

تشـــير المعادلتـــان (7.1) و (7.2) الـــى ان الاشـــعاع ذو الموجات القصيرة يمتلك تردداً عالياً وله طاقة مرتفعة المقدار. وبناء على ذلك تم وضع ***طيف الاشعاع الكهرومغناطيسي*** الممتد من اشعاع الموجات الطويلة عبر المتوسطة وانتهاءاً باشعاع الموجات القصيرة جداً التي تُدعى ***أشعة كاما***, انظر الشكل 7.1.

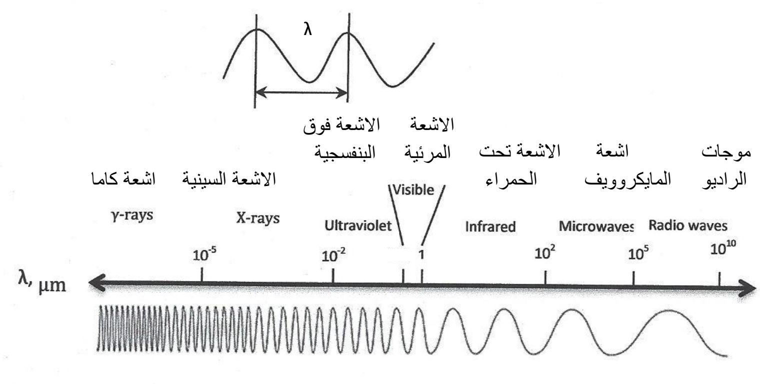


Figure 7.1 الشكل

Radiation spectrum طيف الاشعاع

The short wavelength radiation emitted by radioactive materials, including most of the ultraviolet, X-rays and gamma rays, is considered ***ionizing radiation***. This type of radiation carries high energy and exposure to it liberates electrons from the atoms, thus ionizing them. Ionizing radiation is harmful to human tissues and should be avoided. It is a health hazard; it can penetrate the body tissues and destroys some of the living cells. Radiation of a wavelength range of 0.38 μm – 0.76 μm is detected by the naked eye, it is the ***visible light***. ***Ultraviolet*** or UV may cause some materials to glow with visible ***fluorescent*** light. The ***infrared*** region covers the range from about 0.75 to 100 μm. This type of radiation is emitted as a result of rotations and vibrations of the molecules, toms and electrons of a substance. Infrared radiation plus visible and a portion of the ultraviolet are actually associated with thermal energy and therefore constitutes one of the heat transfer modes. Note that infra red and the longer wavelength waves (microwaves and radio waves are considered harmless; they are

يُعد اشعاع الموجات القصيرة الذي ينبعث تلقائياً من بعض المواد المشعة ***إشعاعاً مؤيناً*** , وهو يشمل معضم موجات الاشعة فوق البنفسجية والاشعة السينية وكذلك أشعة كاما. ويحمل هذا النوع من الاشعاع طاقة مركزة عالية, لذا فإن التعرض له يسبب انتزاع ألاكترونات من الذرات وتأينها. ان الاشعاع المؤين مضر للانسان وينبغي تجنب التعرض لـه, اذ يشكل خطراً صحياً بسبب قدرتـه على اختراق انسجة الجسم وتدميربعض خلاياه الحية. يسمى الاشعاع ضمن الاطوال الموجية بين (0.38 μm) و (0.76 μm) ***الضوء المرئي***, اي يمكن اكتشافه بالعين المجردة. اما ***الاشعة فوق البنفسجية*** فهي تؤثرفي بعض المواد فتجعلها متوهجة بضوء ***الفلوريسنت*** المرئي. وتغطي ***الاشعة تحت الحمراء*** أطوالاً موجية تتراوح بين (0.75 μm) و (100 μm), وهي تنبعث نتيجة دوران واهتزاز الجزيئات والذرات وألكترونات المادة. وفي واقع الحال, ترتبط الاشعة تحت الحمراء مع الاشعة المرئية وجزء من الاشعة فوق البنفسجية بظاهرة توليد الحرارة, لذا فهي تشكل احد انماط انتقال الحرارة. وتجدر الملاحظة بأن موجات الاشعة تحت الحمراء والموجات الطويلة (المايكروويف و موجات الراديو) هي موجات غير مؤذية للبشر, حيث يطلق على هذه المجموعة الاشعاعية مصطلح

known as ***non-ionizing radiation***. The generation and applications of long wave radiation may be sited in electrical engineering literature, while electromagnetic short waves are covered extensively by nuclear physics texts.

الاشعاع غير المؤين. ننصح القارىء بالرجوع الى منشورات وكتب الهندسة الكهربائية للاطلاع على تفاصيل توليد وتطبيق الموجات الكهرومغناطيسية الطويلة, اما الموجات القصيرة فهي تشكل اساساً لعلم الفيزياء النووية ومنشوراته.

7.2 Thermal Radiation

7.2 الاشعاع الحراري

Thermal radiation is emitted by matter at a temperature above the absolute zero. Thus, solids, liquids and gases emit electromagnetic waves in the form of thermal energy above -273 K. The amount and nature of radiation depends primarily on the value of temperature. As the temperature of a solid object is increased, more radiation is emitted and at certain temperature the solid starts to glow. The visible-reddish color that first appears is an indication of the change in the radiation wavelength. In other words, the waves are getting shorter at a higher temperature, and the radiation is approaching the visible spectral region. Further more, if we use an instrument to detect the radiation emitted by the surface of the body, we find that it is scattered randomly in all directions. The spectral and directional nature of radiation is shown in Figure 7.2.

ينبعث الاشعاع الحراري من المادة عند درجة حرارة اعلى من الصفر المطلق, اي تقوم المواد الصلبة والسوائل والغازات باشعاع موجات كهرومغناطيسية على شكل طاقة حرارية عند درجات الحرارة اعلى من (K 273-). وتعتمد كمية وطبيعة الاشعاع بشكل اساسي على قيمة درجة الحرارة, فكلما إزدادت درجة حرارة الجسم الصلب, ينبعث منه مزيداً من الاشعاع الحراري, وعند بلوغه درجة حرارة معينة يبدأ في التوهج باللون الاحمر الباهت. ويشير ظهور اللون الاحمر المرئي في هذه الحالة الى حصول تغير بطول الموجات. وهذا يعني ان الموجات تصبح اقصر عند درجة حرارة مرتفعة فيقترب الاشعاع من منطقة الاشعة المرئية. اضافة الى ذلك, لو استخدمنا آلة لكشف الاشعاع المنبعث من سطح الجسم لوجدناه مبعثراً بشكل عشوائي في جميع الاتجاهات. يبين الشكل 7.2 طبيعة الاشعاع الطيفية والاتجاهية.

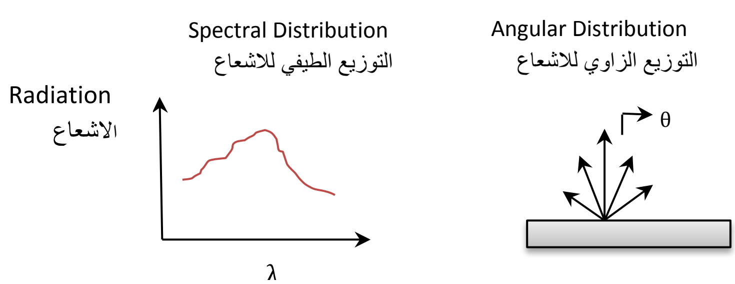


Figure 7.2 الشكل

We recall from Chapter 1 that radiation incident on a surface may be subjected to reflection, transmission, and absorption. The surface properties, namely reflectivity, transmittance and absorptivity, dictate the incident radiation distribution. However, the reflected radiation is also directional and spectral in nature, thus, it is imperative to deal with radiative exchanges in terms of ***radiation intensity***. Before we proceed to deal with intensity and radiative heat exchanges, we will look into the concept of blackbody and the maximum radiation emitted or absorbed at a given temperature.

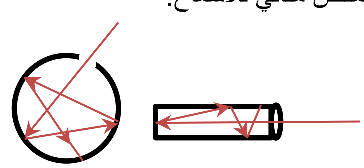
نعلم مما مر ذكره في الفصل الاول بان الاشعاع الساقط على سطح ما قد يتعرض الى الانعكاس, ونفاذ جزء منه, وامتصاص الجزء المتبقي. وتتحكم خواص السطح, اي الانعكاسية والنفاذية والامتصاصية بطبيعة توزيع الاشعاع الساقط. الا ان الاشعاع المنعكس سيتخذ ايضاً طبيعة اتجاهية وطيفية, لذا يتبغي دراسة تبادل الاشعاع بين المواد بدلالة ***شدة الاشعاع***. وقبل ان نبسط البحث في موضوع تبادل الاشعاع وشدته, سوف نتطرق الى مفهوم الجسم الاسود والى كمية الاشعاع القصوى المنبعثة او الممتصة عند درجة حرارة معينة.

7.3 Black Body Radiation

A ***blackbody*** means a perfect emitter and absorber of thermal radiation. Therefore, the ***emissivity*** and ***absorptivity*** values of a blackbody are equal to one. In other words, it is an ideal body that emits the maximum amount of radiation at a specified temperature and wavelength. A blackbody also absorbs all incident radiation regardless of wavelength and direction. In practice, a blackbody may be achieved by painting a rough metal surface with matt-black color. Another type of blackbody is a cavity with a small opening; good examples are the spherical cavity with a small hole or a cylindrical tube of a certain diameter to length ratio. Radiation entering through the small opening gets reflected and absorbed by the interior surfaces. Also, heating the cavity will generate radiation and a beam will find its way out of the opening after a number of reflections inside the cavity, thus it will be ***diffuse*** in nature or independent of direction. Accordingly the cavity hole can be considered as a perfect emitter and

7.3 اشعاع الجسم الاسود

يُطلق مصطلح ***الجسم الاسود*** على الجسم الباعث والممتص للاشعاع الحراري بشكل مثالي.,اي ان الخاصتين ***الانبعاثية*** و***الامتصاصية*** للجسم الاسود تساوي الواحد. وبمعنى آخر, انه جسم مثالي تنبعث منه اقصى كمية من الاشعاع عند درجة حرارة معينة وطول موجة محددة, كما انه يمتص كل الاشعاع الساقط عليه بغض النظر عن طول موجات الاشعاع واتجاهاتها. ويمكن الحصول على نموذج للجسم الاسود عملياً بطلاء سطح معدني خشن بلون اسود غير لامع. وهناك نوع آخر من الجسم الاسود المتمثل بجسم مجوف ذو ثقب صغير, مثل الشكل الكروي المجوف الذي يشتمل على فتحة صغيرة في جداره, او الانبوب الذي تكون نسبة قطره الى طوله محددة بقيمة معينة. حيث يدخل الاشعاع خلال الفتحة الصغيرة ويصطدم بالجوانب فينعكس عدة مرات لحين امتصاصه نهائياً, كما ان تسخين التجويف يؤدي الى انبثاق حزمة اشعاع تخرج من الفتحة بعد انعكاسها عدة مرات داخل التجويف, وهكذا يكون الاشعاع الخارج او الداخل ***منتشراً***, اي غير معتمد على الاتجاه. وبناء على ذلك يمكن اعتبار ثقب التجويف كباعث مثالي وكذلك كممتص مثالي للاشعاع.



a perfect absorber. The energy emitted by an ideal blackbody is expressed by the ***Stefan-Boltzmann law***, which is equation 1.14. The equation in terms of the ***blackbody emissive power*** E_b is

$$E_b = \sigma T^4 \qquad (7.3)$$

where E_b is the blackbody emissive power in W/m^2, and σ is the Stefan-Boltzmann constant, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}\ W/m^2.K^4$.

Equation (7.3) is actually associated with total radiation, thus the emissive power includes emission from the blackbody covering all the wavelengths of the spectrum at the specified temperature T.

The ***spectral blackbody emissive power*** $E_{b\lambda}$, is a function of wave length and temperature; it is evaluated from the ***Planck's distribution law*** [2] as follows

$$E_{b\lambda}(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5\left[\exp\left(\frac{C_2}{\lambda T}\right)-1\right]} \qquad (W/m^2.\mu m) \qquad (7.4)$$

$C_1 = 2\pi\ h\ c_o^2 = 3.742 \times 10^8\ W.\mu m^4/m^2$
$C_2 = h\ c_o/k = 1.439 \times 10^4\ \mu m.K.$

These above values are related to thermal radiation from a black surface in ***vacuum***, for which

c_o = speed of light in vacuum = 2.99×10^8 m/s
k = Boltzmann constant = 1.3805×10^{-23} J/K
λ = wave length in micrometers (μm)
T = absolute temperature of the surface (K)

تُحسب كمية الاشعاع المنبعث من الجسم الاسود المثالي بتطبيق ***قانون ستيفان – بولزمان***, اي من المعدلة 1.14 التي مر ذكرها في الفصل الاول, حيث تصبح المعادلة بدلالة ***القدرة الانبعاثية للجسم الاسود*** (E_b) الآتي

يمثل (E_b) القدرة الانبعاثية للجسم الاسود بالوحدات (W/m^2) و (σ) هو ثابت ستيفان- بولتزمان ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8}\ W/m^2.K^4$).

وفي واقع الحال, ترتبط المعادلة 7.3 بالاشعاع الكلي, اي ان القدرة الانبعاثية تتضمن الطيف بجميع اطوال موجاته عند درجة حرارة معينة (T) .

اما ***القدرة الانبعاثية الطيفية للجسم الاسود*** ($E_{b\lambda}$) فهي دالة لطول الموجه ولدرجة الحرارة, ويتم تقيمها من ***قانون بلانك لتوزيع الاشعاع*** [2] كما هو آت

($C_1 = 2\pi\ h\ c_o^2 = 3.742 \times 10^8\ W.\ \mu m^4/m^2$)
و ($C_2 = h\ c_o/k = 1.439 \times 10^4\ \mu m.K$)

تخص القيم في اعلاه الاشعاع الحراري الصادر من سطح اسود موجود في ***الفراغ***, حيث ان

c_o = سرعة الضوء في الفراغ = (2.99×10^8 m/s)
k = ثابت بولتزمان = (1.3805×10^{-23} J/K)
λ = طول الموجة بوحدات المايكرومتر (μm)
T = درجة حرارة السطح المطلقة بوحدات (K)

Emissive power values are calculated and plotted for selected temperatures and wave lengths using equation (7.4), which is better known as the Plank distribution. Figure 7.3 shows typical curves indicating the shape of the spectral distribution of blackbody radiation.

تستخدم المعادلة (7.4) لحساب قيم مختلفة من القدرة الانبعاثية حسب درجات الحرارة واطوال الموجة المختارة, ثم يتم رسم خطوط بيانية كما هو موضح في ادناه. وتُسمى هذه المعادلة معادلة بلانك لتوزيع الاشعاع. يبين الشكل 7.3 منحنيات نموذجية توضح شكل التوزيع الطيفي لاشعاع الجسم الاسود.

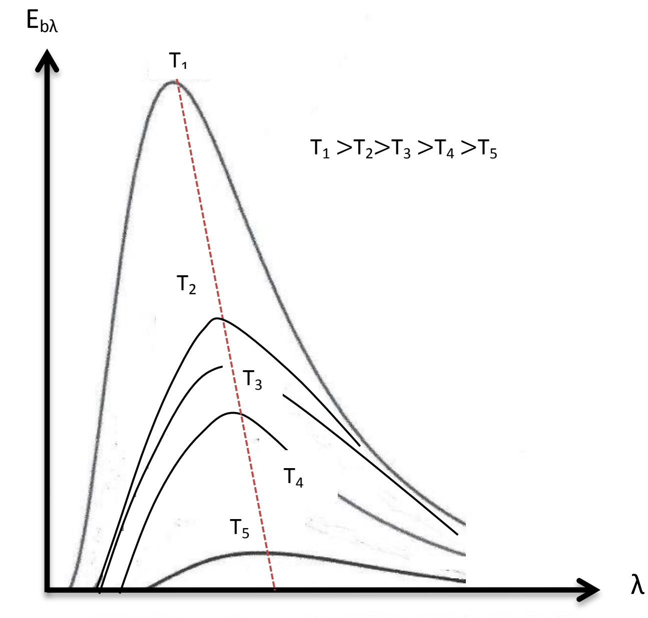


Figure 7.3 الشكل

Spectral blackbody distribution التوزيع الطيفي للجسم الاسود

Examining the graphs of Figure 7.3, we note

1. The emitted radiation is a ***continuous function*** of wavelength.
2. The magnitude of radiation increases with temperature.
3. At high temperatures the curves become steeper indicating the presence of short wave length-radiation.
4. Radiation emitted by the sun at 5800 K reaches its peak in the visible region. Whilst, most of the emitted radiation at lower temperatures ($T \leq 800$ K) is in the invisible infra red region and can not be

اذا تفحصنا المنحنيات البيانية في الشكل 7.3 نلاحظ بان

1. الاشعاع المنبعث هو ***دالة متصلة*** لطول الموجة.
2. تزداد كمية الاشعاع مع ارتفاع درجة الحرارة.
3. عند درجات الحرارة المرتفعة, تصبح المنحنيات اشد انحداراً مما يشير الى وجود موجات الاشعاع القصيرة.
4. يبلغ الاشعاع المنبعث من الشمس عند درجة الحرارة (5800 K) ذروته في منطقة الاشعة المرئية, بينما يقع معظم الاشعاع المنبعث بدرجات حرارة منخفضة ($T \leq 800$ K) ضمن منطقة الاشعة تحت الحمراء غير المرئية ولا يمكن رؤيته

seen by the naked eye.

Plots with specified values of temperature and wavelength are available in literature. Note that the units of wavelength may be given in micrometers (1 μm = 10^{-6} m) or nanometers (1 nm = 10^{-9}m).

بالعين المجردة.

يمكن للقارىء الاطلاع على منحنيات مرسومة على اساس قيم حقيقية لدرجات الحرارة واطوال الموجة في المصادر ذات العلاقة.

تجدر الملاحظة بأن طول الموجة يقاس بوحدات المايكرون (1 μm = 10^{-6} m) او بوحدات النانومتر (1 nm = 10^{-9}m).

7.3.1 Wien's Displacement Law

Looking at Figure 7.3, we note that the maximum points of the curve are shifted towards the shorter wavelength with increasing temperature. The peak value of each curve occurs at a specified temperature which is given by ***Wien's displacement law***,

7.3.1 قانون واين للازاحة

نلاحظ في الشكل 7.3 بأن الارتفاع في درجة الحرارة يسبب ازاحة قمم المنحنيات نحو الموجات القصيرة. حيث تقع اقصى قيمة لكل منحنى عند درجة حرارة معينة تُعطى من ***قانون واين للازاحة***,

$$\lambda_{max} T = 2897.8 \ \mu m.K \qquad (7.5)$$

Equation (7.5), which provides the locus of the peaks, is the dotted line in Figure 7.4. Considering the sun as a blackbody, the peak wavelength of the radiation emitted at 5800 K would be near the middle of the visible range (λ_{max} = 0.499 μm). The maximum wavelength for radiation emitted by a black surface at room temperature, say 20°C or 293 K would be 9.89 μm, which is in the infrared region of the spectrum.

واستناداً الى المعادلة (7.5), تم رسم خطأ منقطاً يمر بقمم منحنيات الشكل 7.4.

لو اعتبرنا الشمس جسماً اسوداً درجة حرارته (5800 K) فإن اقصى طول موجة لاشعة الشمس تكون قرب منتصف الضوء المرئي حسب المعادلة, وهي بحدود (λ_{max} = 0.499 μm). كما ان اقصى طول موجة للاشعاع المنبعث من سطح اسود عند درجة حرارة الجو, اي (20°C = 293 K) ستساوي (9.89 μm), وهي تقع ضمن منطقة الاشعة تحت الحمراء.

7.3.2 Total Emissive Power

The ***total blackbody emissive power*** at a specified temperature $E_b(T)$ is estimated by integrating the spectral blackbody emissive power $E_{b\lambda}(T)$ over the entire range of wavelengths in the spectrum, thus

7.3.2 القدرة الانبعاثية الاجمالية

تُقدر ***القدرة الانبعاثية الاجمالية للجسم الاسود*** ($E_b(T)$) عند درجة حرارة معينة, باجراء مكاملة للقدرة الانبعاثية الطيفية [($E_{b\lambda}(T)$)] لجميع اطوال موجات الطيف الاشعاعي, اي

$$E_b(T) = \int_0^{\infty} E_{b\lambda}(T)d\lambda = \int_0^{\infty} \frac{C_1}{\lambda^3[\exp(\frac{C_2}{\lambda T})-1]} d\lambda \quad \text{, Integration gives:}$$

$$E_b(T) = \sigma T^4 \qquad \text{(Eqn. 7.3)}$$

It is readily noted that Stefan-Boltzmann law (Eqn. 7.3) is in fact the result of the above integration.

ويتضح هنا بأن قانون ستيفان – بولتزمان (المعادلة 7.3) هو في الحقيقة نتيجة التكامل اعلاه.

Example 7.1

المثال 7.1

An isothermal metal cube at 350^{o}C is exposed to atmospheric air. If the cube is assumed to be a blackbody having a side of 15-cm, calculate (a), the spectral emissive power at λ = 3.5 μm (b) the total emissive power, (c) the maximum wave length at 350^{o}C, and (d) the total amount of radiation emitted in 10 min.

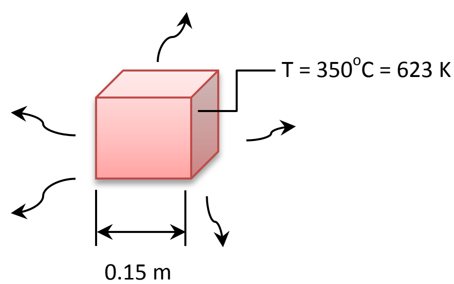
يتعرض مكعب معدني درجة حرارته (350^{o}C) للهواء الجوي. فاذا افترضنا ان المكعب جسم اسود طول ضلعه (15-cm), احسب (أ) القدرة الانبعاثية الطيفية عند (λ = 3.5 μm), و (ب) القدرة الانبعاثية الاجمالية, و (ج) طول الموجة الاقصى, و (د) كمية الاشعاع الاجمالية المنبعثة في فترة (10 min).

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



Find:

المطلوب ايجاده:

(a) $E_{b\lambda}$ at 623 K and for λ = 0.35 μm.
(b) E_b at 623 K.
(c) λ_{max} at 623 K.
(d) q_{rad} for 10 mins.

Assumptions:

الافتراضات:

The metal cube considered as an isothermal blackbody.

يُعد المكعب كجسم اسود درجة حرارته ثابتة.

Analysis:

التحليلات:

(a) The isothermal spectral black body emissive power is determined from equation(7.4),

(أ) نقدر قيمة القدرة الانبعاثية الطيفية للجسم الاسود من المعادلة (7.4),

$$E_{b\lambda}(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5[\exp\left(\frac{C_2}{\lambda T}\right) - 1]} \qquad \text{(Eqn.7.4)}$$

$$E_{b\lambda}(\lambda, T) = \frac{3.742 \times 10^8}{3.5^5[\exp\left(\frac{1.439 \times 10^4}{3.5 \times 623}\right) - 1]}$$

$$E_{b\lambda}(\lambda, T) = \underline{971.507 \text{ W/m}^2}$$

(b) We apply equation (7.3) to estimate the blackbody total emissive power,

(ب) نطبق المعادلة (7.3) لتخمين القدرة الانبعاثية الاجمالية للجسم الاسود,

$$E_b = \sigma T^4 \qquad \text{(Eqn. 7.3)}$$

$$E_b = 5.67 \times 10^{-8} \times (623)^4 = \underline{8541.52\ 1 \text{ W/m}^2}$$

(c) The maximum wavelength is given by Wien's displacement law,

(ج) نحصل على طول الموجة الاقصى من قانون واين للازاحة,

$$\lambda_{max} T = 2897.8 \ \mu\text{m.K} \qquad \text{(Eqn. 7.5)}$$

$$\lambda_{max} = 2897.8/623 = \underline{4.65 \ \mu\text{m}}$$

(d) The total radiation will be,

(د) يصبح الاشعاع الاجمالي من المكعب,

$$q_{rad} = E_b \times A_s \times \text{time}$$

$$q_{rad} = 8541.52 \times 0.15^3 \times (10 \times 60)$$

$$q_{rad} = 17296.578 \text{ J} = \underline{17.296 \text{ kJ.}}$$

Comments:

1. The constant surface temperature of the cube can only be maintained if an equal amount of heat is transferred to the surface.
2. There will be natural convection from the cube as well as radiation.

الملاحظات:

1. لايمكن الابقاء على درجة حرارة السطح ثابتة الا في حالة انتقال كمية من الحرارة إليه تساوي الحرارة المفقودة بالاشعاع.
2. يحدث انتقال حرارة من المكعب بواسطة الحمل الحراري الطبيعي اضافة الى الاشعاع.

7.3.3 Emission from Wavelength Bands

The total emission from the entire spectrum of a black body is given by the Stefan-Boltzmann law (equation 7.3). But, to estimate the fraction of total radiation within a certain ***wavelength band*** [the shaded area in Figure 7.4 (a)], we can integrate as follows

7.3.3 انبعاث الاشعاع من الحزم الموجية

يُعطى الانبعاث الاجمالي من كامل الطيف للجسم الاسود من قانون ستيفان – بولتزمان, اي من المعادلة (7.3). ولكن اذا استلزم الامر تقدير جزء من الاشعاع الاجمالي ضمن نطاق ***حزمة من اطوال الموجة*** , ولتكن ممثلة بالمساحة المخططة في الشكل [(a) 7.4], فيمكننا اجراء التكامل كما هو آت

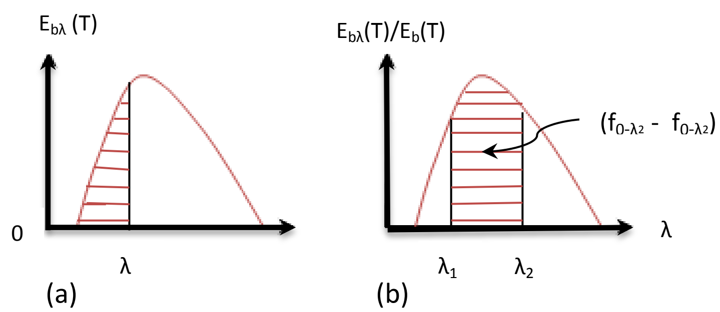


Figure 7.4 الشكل

Emission from a band of radiation الانبعاث من الحزمة الاشعاعية

The Integration for the band between λ = 0 and λ is

ان صيغة التكامل لحزمة محددة بالاطوال الموجية (λ = 0) و(λ) هي

$$E_{b,\,0\text{-}\lambda}(T) = \int_0^{\lambda} E_{b\lambda}(T)\, d\lambda \qquad (7.6)$$

It seems that, the integral of equation (7.6) does not have a simple analytical solution, and numerical integration is not very practical. Consequently, a ***dimensionless quantity*** f_λ is defined as

يبدو أنه لايوجد حل تحليلي بسيط لمكاملة المعادلة (7.6), كما ان الحل العددي غيرعملي, لذا نُعرف ***الكمية غير البعدية*** (f_λ) كالآتي

$$f_{0-\lambda} = \frac{\int_0^\lambda E_{b\lambda}(T)d\lambda}{\int_0^\infty E_{b\lambda}(T)d\lambda} \qquad (7.7)$$

where $f_{0-\lambda}$ is known as the ***blackbody radiation function*** for emission by a blackbody at given temperature T in the wavelength interval 0 - λ. The integrals of equation (7.7) may be evaluated by expressing each one of them in terms of a single variable λT. In this way, we obtain $f_{0-\lambda}$ as a function of λT only. The results are presented in table 7.1 without details of the calculations.

حيث يُسمى ($f_{0-\lambda}$) ***دالة اشعاع الجسم الاسود*** للانبعاث من الجسم الاسود عند درجة حرارة معينة (T) وضمن الاطوال الموجية بين (0) و (λ). ويمكن اتمام تكاملات المعادلة (7.7) عند صياغتهما بدلالة (λT) بدلاً من (λ). وبهذه الطريقة نحصل على ($f_{0-\lambda}$) كدالة للمقدار (λT) فقط. وهنا سنكتفي بادراج النتائج في الجدول 7.1 دون تفاصيل الحسابات.

Table 7.1 الجدول

Blackbody radiation functions [texts] قيم دالة اشعاع الجسم الاسود

λT (μm.K)	$f_{0-\lambda}$	λT (μm.K)	$f_{0-\lambda}$
400	0.000000	3200	0.318102
600	0.000000	3400	0.361735
800	0.000016	3600	0.403607
1000	0.000321	3800	0.443382
1200	0.002134	4000	0.480877
1400	0.007790	4200	0.516014
1600	0.019718	4400	0.548796
1800	0.039341	4600	0.579280
2000	0.066728	4800	0.607559
2200	0.100888	5000	0.633747
2400	0.140256	5200	0.658970
2600	0.183120	5400	0.680360
2800	0.227897	5600	0.701046
3000	0.273232	5800	0.720158

Table 7.1 Continue

الجدول 7.1 - تابع

λT (μm.K)	$f_{0-\lambda}$	λT (μm.K)	$f_{0-\lambda}$
6000	0.737818	11,500	0.939959
6200	0.754140	12,000	0.945098
6400	0.769234	13,000	0.955139
6600	0.783199	14,000	0.962898
6800	0.796129	15,000	0.969981
7000	0.808109	16,000	0.973814
7200	0.819217	18,000	0.980860
7400	0.829527	20,000	0.985602
7600	0.839102	25,000	0.992215
7800	0.848005	30,000	0.995340
8000	0.856288	35,000	0.996950
8500	0.874608	40,000	0.997967
9000	0.890029	45,000	0.998510
9500	0.903085	50,000	0.998953
10,000	0.914199	75,000	0.999713
10,500	0.923710	100,000	0.999905
11,000	0.931890	-----	-----

The tabulated values of $f_{0-\lambda}$ can now be used to determine the fraction of blackbody radiation $f_{\lambda_1-\lambda_2}$ between any two values of wavelengths λ_1 and λ_2. According to Figure 7.4 (b), we can proceed as follows

نستطيع الآن استخدام قيم ($f_{0-\lambda}$) المجدولة لتقييم كمية الاشعاع الجزئية المنبعثة من الجسم الاسود ($f_{\lambda_1-\lambda_2}$) والمحددة بالاطوال الموجية (λ_1) و (λ_2). واستناداً الى الشكل (b) 7.4, يمكننا المضي قدماً على النحوالتالي

$$f_{\lambda_1-\lambda_2} = \frac{\int_0^{\lambda_2} E_{b\lambda}(T)d\lambda - \int_0^{\lambda_1} E_{b\lambda}(T)\, d\lambda}{\int_0^{\infty} E_{b\lambda}(T)d\lambda} = \frac{\int_0^{\lambda_2} E_{b\lambda}(T)d\lambda - \int_0^{\lambda_1} E_{b\lambda}(T)\, d\lambda}{\sigma\, T^4}$$

$$\therefore f_{\lambda_1-\lambda_2} = f_{0-\lambda_2} - f_{0-\lambda_1} \qquad (7.8)$$

In the following example, we show how to determine the fraction of radiation emitted by a blackbody using the above mentioned method.

سنوضح في المثال التالي كيفية استخدام الطريقة اعلاه في تحديد كمية الاشعاع المنبعثة جزئياً من الجسم الاسود.

Example 7.2

A light bulb has a tungsten filament whose temperature is 2010 K. Assuming the filament to be a blackbody, what will be the fraction of radiation emitted in the wavelength range (0.4 - 0.6 μm)? Also, calculate the fraction between 0.6 μm and the maximum wavelength.

المثال 7.2

اذا علمـت ان درجـة حـرارة فتيلـة مصـباح كهربـائي مصـنوعة مـن مـادة التنكسـتن تسـاوي (K 2010). واذا افترِضنا ان الفتيلة هي جسم اسود, فما هي كمية الاشعاع الجزئية المنبعثة منها والمحددة باطوال موجية تتراوح بين (0.4 μm) و (0.6 μm)؟ احسب ايضاً كمية الاشعاع الجزئية بين (0.6 μm) والطول الموجي الاقصى.

Solution

الحل:

Given:

المعلوم:

$$T = 2010K,\ \lambda_1 = 0.4\ \mu m,\ \lambda_2 = 0.6\ \mu m$$

Find:

1. The fraction of blackbody radiation in the wavelength range 0.4 – 0.6 μm.
2. The fraction of blackbody radiation in the range 0.6 - λ_{max}.

المطلوب ايجاده:

1. اشعاع الجسم الاسود الجزئي بين (0.4 μm) و (0.6 μm).
2. اشعاع الجسم الاسود الجزئي بين (0.6 μm) و (λ_{max}).

Assumptions:

The filament is to be considered as a blackbody.

الافتراضات:

تُعد فتيلة المصباح كجسم اسود.

Analysis:

1. The fraction for the range 0.4 – 0.6 is estimated from table 7.1,

التحليلات:

1. نقدر الاشعاع الجزئي ضمن الاطوال (0.4 – 0.6) من الجدول 7.1,

$$\lambda_1 = 0.4 \quad , \quad \lambda_1 T = 0.4 \times 2010 = 804\ \mu m.K$$

$$\lambda_2 = 0.6 \quad , \quad \lambda_1 T = 0.6 \times 2010 = 1206\ \mu m.K$$

$$f_{\lambda(0\text{-}0.4)} \approx 0.000016$$

$$f_{\lambda(0\text{-}0.6)} \approx 0.002134$$

$$\therefore f_{\lambda(0\text{-}0.6)} - f_{\lambda(0\text{-}0.4)} = 0.002134 - 0.000016 = \underline{0.002118}$$

Thus, the fraction of radiation in this case is only 0.2118 % of the total emission from the bulb filament.

وهكذا يتضح بأن الاشعاع الجزئي المنبعث في هذه الحالة يعادل فقط (% 0.2118) من الاشعاع الكلي المنبعث من فتيلة المصباح.

2. We first apply the Wien's displacement law to estimate λ_{max}; then we find the radiation fraction in the range 0.6 - λ_{max} using values from table 7.1.

2. نطبق اولاً قانون واين للازاحة لتقدير قيمة (λ_{max}), ثم نستخرج الاشعاع الجزئي للاطوال الموجية ($0.6 - \lambda_{max}$) من الجدول 7.1.

$$\lambda_{max} T = 2897.8 \ \mu m.K \qquad \text{(Eqn. 7.5)}$$

$$\lambda_{max} = 2897.8/2010 = 1.441 \ \mu m$$

In this case,

$$\lambda_1 = 0.6 \quad , \quad \lambda_1 T = 0.6 \times 2010 = 1206 \ \mu m.K$$

$$\lambda_2 = 1.441 \quad , \quad \lambda_2 T = 1.441 \times 2010 = 2896.41 \ \mu m.K$$

From the table: من الجدول:

$$f_{\lambda(0\text{-}0.6)} \approx 0.002134$$

$$f_{\lambda(0.6\text{-}1.441))} \approx 0.2505645$$

$$\therefore f_{\lambda(0\text{-}0.6)} - f_{\lambda(0\text{-}0.4)} = 0.2505645 - 0.002134 = \underline{0.2484305}$$

Thus, the fraction of radiation in this range is 24.843% of the total emission from the bulb filament.

يشكل مقدار الاشعاع الجزئي لهذا المدى (24.843%) من الاشعاع الكلي المنبعث من فتيلة المصباح.

Comments:

1. The radiation from the filament in the visible range between 0.4 μm and 0.6 μm is very small compared to the infrared radiation between 0.6 and 1.441 μm.
2. As most of the radiation from the bulb is in the form of heat waves, this method of light production is extremely inefficient.

الملاحظات:

1. ان كمية الاشعاع المنبعثة من الفتيلة ضمن الاشعة المرئية الواقعة بين (0.4 μm) و (0.6 μm) صغيرة جداً مقارنة بالاشعاع المنبعث بين (0.6 μm) و (1.441 μm) الذي يقع ضمن الاشعة تحت الحمراء.
2. بما ان معظم الاشعاع الصادر من المصباح هو اشعاع حراري, لذا تُعد هذه الطريقة لتوليد الضوء طريقة منخفضة الكفاءة وغير فعالة للغاية.

Exercise:

For example 7.2, estimate the fraction of black radiation emitted in the entire visible range.

تمرين:

احسب اشعاع الجسم الاسود الجزئي الذي ينبعث ضمن نطاق الاشعة المرئية بأكمله في المثال 7.2.

7.4 Emission from Real Surfaces

We mentioned earlier that a black surface is a perfect emitter and absorber of radiation. In contrast, the radiation emitted from a ***real surface*** is always less than the blackbody. The amount of emission from any surfaces is governed by a property known as ***emissivity***. The emissivity ε is defined as the ratio of radiation emitted by the surface to the radiation emitted by a blackbody at the same temperature. Thus the emissivity of a black body is ε = 1, and for a real surface is 0 < ϵ <1. The emissivity of a real surface varies with temperature, wavelength and direction of the emitted radiation. Thus, the spectral distribution of radiation emitted by a real surface is not as smooth as the Plank distribution for the blackbody. In other words, spectral emission from a real surface is not ***diffuse***, but a function of directio see Figure 7.5.

7.4 انبعاث الاشعاع من السطح الحقيقي

كنا قد بينا سابقاً بأن الجسم الاسود هو باعث وممتص مثالي للاشعاع, الا ان كمية الاشعاع المنبعثة من ***السطح الحقيقي*** هي دائماً اقل من كمية اشعاع الجسم الاسود. وتتحكم خاصة ***الانبعاثية*** بكمية الاشعاع الصادر من السطح, والانبعاثية (ε) هي نسبة الاشعاع المنبعث من سطح معين الى الاشعاع المنبعث من جسم اسود في نفس درجة الحرارة. اذن لابد وأن تكون انبعاثية الجسم الاسود مساوية لواحد (ε = 1), بينما تكون قيمتها للسطح الحقيقي اقل من الواحد (0 < ϵ <1). ان انبعاثية السطح الحقيقي تتغير تبعاً لكل من درجة الحرارة وطول الموجة وزوايا اتجاه الاشعاع المنبعث. وعليه يكون التوزيع الطيفي للسطح الحقيقي غير منتظم مقارنة بتوزيع بلانك للجسم الاسود. وبعبارة ثانية, الاشعاع المنبعث من السطح الحقيقي لايكون ***منتشراً*** بل هو دالة للاتجاه وطول الموجة, انظر الشكل 7.5.

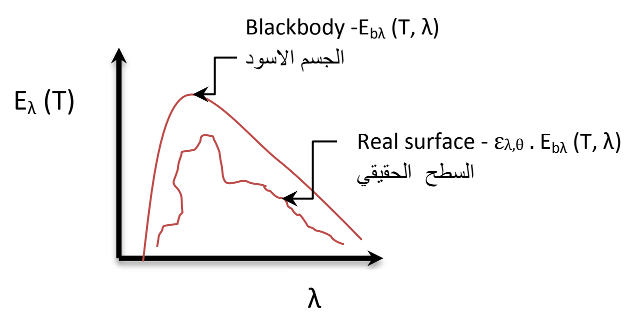


Figure 7.5 الشكل

Blackbody and real surface spectral distribution
التوزيع الطيفي للاشعاع من الجسم الاسود ومن السطح الحقيقي

7.4.1 Spectral Directional Emissivity

The directional distribution of a real surface radiation is shown in Figure 7.6. The emissivity of a real surface at a temperature T, known as the ***spectral directional emissivity*** $\varepsilon_{\lambda,\theta}$ (T, λ, θ, Ø), is defined as *the ratio of the radiation emitted at a wavelength λ and in the direction θ and Ø to the radiation emitted by a blackbody at T and λ*, thus

7.4.1 الانبعاثية الطيفية الاتجاهية

يتضح في الشكل 7.6 التوزيع الاتجاهي للاشعاع المنبعث من السطح الحقيقي. حيث تُعرّف انبعاثية السطح الحقيقي عند درجة حرارة معينة (T) والتي تسمى ***الانبعاثية الطيفية الاتجاهية*** ($\varepsilon_{\lambda,\theta}$ (T, λ, θ, Ø)) بانها *نسبة الاشعاع المنبعث بطول موجي (λ) وباتجاه تحدده الزاويتان (θ) و (Ø) الى الاشعاع المنبعث من جسم اسود عند درجة الحرارة (T) وطول الموجة (λ)*, اي

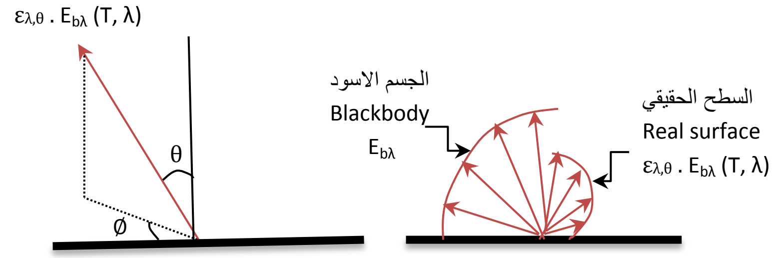


Figure 7.6 الشكل

Directional distribution of real surface radiation التوزيع الاتجاهي للاشعاع الصادر من السطح الحقيقي

$$\varepsilon_{\lambda,\theta}\,(T, \lambda, \theta, \emptyset) = \frac{E_{\lambda,\theta}(\lambda,\theta,\emptyset,T)}{E_{b\lambda}(\lambda,T)} \qquad (7.9)$$

where $E_{\lambda,\theta}$ is the ***spectral directional emissive power*** of a real surface.

يمثل الرمز ($E_{\lambda,\theta}$) ***القدرة الانبعاثية الطيفية الاتجاهية*** للسطح الحقيقي.

Thus, we may define the ***total directional emissivity*** ε_{θ} (T, θ, Ø) (the average of emissivity over the whole spectrum), and the ***spectral hemispherical emissivity*** ε_{λ} (T, λ), which is directional averages, as follows

وهكذا يمكن تعريف كل من ***الانبعاثية الاجمالية الاتجاهية*** [ε_{θ} (T, θ, Ø)], اي متوسط الانبعاثية لجميع اطوال موجات الطيف, و ***الانبعاثية نصف الكروية الطيفية*** [ε_{λ} (T, λ)] اي متوسط الانبعاثية لجميع الاتجاهات, كما يلي

$$\varepsilon_{\theta}\,(T, \theta, \emptyset) = \frac{E_{\lambda,\theta}(\theta,\emptyset,T)}{E_{b\lambda}(\lambda,T)} \qquad (7.10\ A)$$

$$\varepsilon_{\lambda}\,(T,\lambda) = \frac{E_{\lambda}(\lambda,T)}{E_{b\lambda}(\lambda,T)} \qquad (7.10\ B)$$

7.4.2 Total Hemispherical Emissivity

For engineering applications, it is convenient to conduct radiative calculaions in terms of the ***total hemispherical emissivity*** ε (T), which is *the emissivity of a surface averaged over all directions and all wavelengths*; it is expressed as

7.4.2 الانبعاثية نصف الكروية الاجمالية

بالنسبة للتطبيقات الهندسية, من الملائم ان تُجرى حسابات الاشعاع بدلالة ***الانبعاثية نصف الكروية الاجمالية*** [ε (T)], وهي: *متوسط الانبعاثية من السطح في جميع الاتجاهات وجميع الاطوال الموجية*, التي تُكتب بالصيغة الآتية

$$\varepsilon(T) = \frac{E(T)}{E_b(T)} \qquad (7.11)$$

We can apply the Stefan-Boltzmann law to substitute E_b (T) in equation (7.11) to get

ويمكننا تطبيق قانون ستيفن – بولتزمان للتعويض عن [E_b (T)] في المعادلة (7.11) فنحصل على

$$E(T) = \varepsilon(T)\, \sigma\, T^4 \qquad (7.12)$$

Hence, we can now estimate the emissive power of a surface by multiplying the emissivity of the surface by the emissive power of a blackbody at the same temperature.

وبالتالي, يمكننا الآن تخمين القدرة الانبعاثية من السطح بضرب انبعاثية السطح بالقدرة الانبعاثية لجسم اسود في نفس درجة الحرارة.

7.5 Emission from a Gray Surface

A ***gray surface*** *is a surface that emits radiation less than a blackbody and its emissivity independent of wavelength*. The emissivity of a gray surface is the average value over all wavelengths and therefore it is the same as the total directional emissivity. Figure 7.7 shows the emission of a blackbody, a real surface and a gray surface.

7.5 انبعاث الاشعاع من السطح الرمادي

السطح الرمادي *هوالسطح الذي ينبعث منه الاشعاع بكمية اقل من اشعاع الجسم الاسود, وانبعاثيته غير معتمدة على طول الموجة*. وعليه تُعد انبعاثية السطح الرمادي بمثابة متوسط الانبعاثية لجميع الاطوال الموجية, وبالتالي هي نفس الانبعاثية الاجمالية الاتجاهية. يبين الشكل (7.7) انبعاث الاشعاع من الجسم الاسود والسطح الحقيقي والسطح الرمادي.

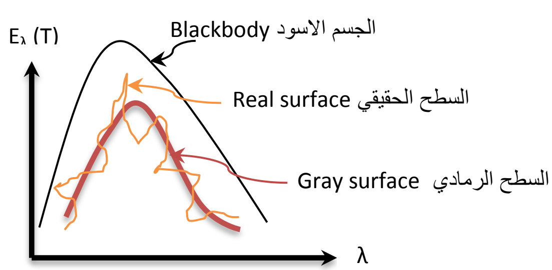


Figure 7.7 الشكل

Gray surface السطح الرمادي

Furthermore, a ***diffuse surface*** emits radiation in all directions, that is to say the emitted radiation is independent of direction. Thus, the emissivity of a ***gray diffuse surface*** is constant and in fact it is the same as the total hemispherical emissivity ε (T), or often called "emissivity". The emissivities of common metals and non metals at various temperatures are tabulated in the appendix. Note that a blackbody is a perfect diffuse emitter and real surfaces are only assumed to be diffuse. However, the diffuse surface approximation can be considered valid for metals up to $\theta \le 70^o$ and for plastics up to $\theta \le 40^o$. Accordingly it may be reasonable to assume that the directional emissivity in the normal direction represents the total hemispherical emissivity for these materials [3].

والمعلوم ان ***السطح الناشر*** هو سطح ينبعث منه الاشعاع بجميع الاتجاهات, اي ان الاشعاع المنبعث منه لايعتمد على الاتجاه. ولذلك فإن انبعاثية ***السطح الرمادي الناشر*** تكون ثابتة المقدار, وفي واقع الحال هي نفس الانبعاثية نصف الكروية الاجمالية [ε (T)] او غالباً ما تسمى "الانبعاثة". وقد تم جدولة قيم الانبعاثية عند درجات حرارة مختلفة لبعض المعادن واللدائن الشائعة في الملحق. لاحظ ان الجسم الاسود هو ناشر للاشعاع وباعث لاقصى كمية ممكنة منه, اما السطح الحقيقي فيُفترض انه سطح ناشر للاشعاع, وذلك لتسهيل مهمة الحسابات فقط. وفي واقع الحال يصح تطبيق فرضية السطح الناشرعلى المعادن عندما تكون الزاوية في الشكل 7.6 محددة بالمقدار ($\theta \le 70^o$) وعلى اللدائن عندما تكون الزاوية ($\theta \le 40^o$), ولهذا يمكن افتراض ان الانبعاثية الاتجاهية للاشعاع المعامد للسطح تمثل قيمة الانبعاثية نصف الكروية الاجمالية لهذه المواد [3].

In general, the gray diffuse surface emissivity, which is the total hemispherical emissivity defined by equation (7.11), may be expressed as

عموماً, يمكن كتابة انبعاثية السطح الرمادي الناشر, وهي الانبعاثية نصف الدائرية الاجمالية المعرفة بالمعادلة (7.11), بالصيغة الآتية

$$\varepsilon(T) = \frac{E(T)}{E_b(T)} = \frac{\int_0^\infty \varepsilon_\lambda(T,\lambda)\, E_{b,\lambda}(T,\lambda)\, d\lambda}{E_b(T)} = \frac{\int_0^\infty \varepsilon_\lambda(T,\lambda)\, E_{b,\lambda}(T,\lambda)\, d\lambda}{\sigma T^4} \qquad (7.13)$$

The integral of equation (7.13) is difficult to evaluate analytically, because it requires the knowledge of the spectral emissivity changes with wavelength. However, the integration may be performed by assuming that the radiation spectrum consists of a number of wavelength bands, and each band has a constant emissivity. Thus, the integration can be performed in parts. For example, let us consider four bands having emissivity values of ε_1, ε_2, ε_1 and ε_4. We can now evaluate the total hemispherical emissivity ε (T) from equation (7.13) by splitting the integral into four parts:

يصعب تقييم التكامل في المعادلة (7.13) تحليلياً بسبب ضرورة معرفة التغير الحاصل بالانبعاثية الطيفية تبعاً لتغيرات طول الموجة. لكن يمكن اتمام التكامل بافتراض ان الطيف يتكون من حزم موجية محددة بحيث تتمتع كل حزمة منها بانباعثية ثابتة المقدار, وهكذا يمكن تجزئة التكامل. فعلى سبيل المثال دعنا نتخذ اربعة حزم لها قيم للانبعاثية: (ε_1, ε_2, ε_1, ε_4). الآن نستطيع تقييم الانبعاثية نصف الكروية الاجمالية [ε (T)] من المعادلة (7.13) بتجزئة التكامل الى اربعة اجزاء على النحو التالي:

$$\varepsilon(T) = \frac{\varepsilon_1 \int_0^{\lambda_1} E_{b,\lambda}(T,\lambda)\, d\lambda}{\sigma T^4} + \frac{\varepsilon_2 \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} E_{b,\lambda}(T,\lambda)\, d\lambda}{\sigma T^4} + \frac{\varepsilon_3 \int_{\lambda_2}^{\lambda_3} E_{b,\lambda}(T,\lambda)\, d\lambda}{\sigma T^4} + \frac{\varepsilon_4 \int_{\lambda_3}^{\lambda_4} E_{b,\lambda}(T,\lambda)\, d\lambda}{\sigma T^4}$$

$$\varepsilon(T) = \varepsilon_1 f_{0-\lambda_1} + \varepsilon_2 f_{\lambda_1-\lambda_2} + \varepsilon_3 f_{\lambda_2-\lambda_3} + \varepsilon_4 f_{\lambda_3-\lambda_4} \qquad (7.14)$$

Applying equation (7.8), gives:

وبتطبيق المعادلة (7.8) نحصل على:

$$\varepsilon(T) = \varepsilon_1 f_{0-\lambda_1} + \varepsilon_2(f_{0-\lambda_2} - f_{0-\lambda_1}) + \varepsilon_3(f_{0-\lambda_3} - f_{0-\lambda_2}) + \varepsilon_4(f_{0-\lambda_4} - f_{0-\lambda_3}) \qquad (7.15)$$

The values of the blackbody functions $f_{0-\lambda}$ can be obtained from table 7.1. Thus, we can simplify the thermal radiation calculations by assuming the gray diffuse surface model. The following example shows how to apply equation (7.15).

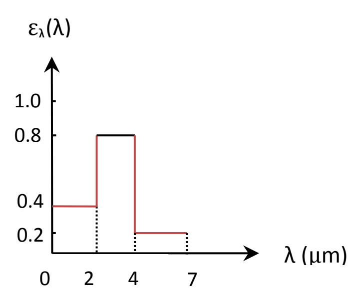
يمكن استخراج قيم دالة الاشعاع للجسم الاسود ($f_{0-\lambda}$) من الجدول 7.1. وهكذا نستطيع تبسيط حسابات الاشعاع الحراري بافتراض أن السطح هو سطح رمادي ناشر ومن ثم استخدام قيمة وسطية للانبعاثية [$\varepsilon(T)$].
سنوضح كيف تُطبق المعادلة (7.15) في المثال الآتي.

Example 7.3

المثال 7.3

The spectral hemispherical emissivity of a diffuse surface at 1000 K is approximated by the graph as shown below,

اذا كانت الانبعاثية نصف الكروية الطيفية لسطح ناشر درجة حرارته (1000 K) ممثلة با لرسم البياني المبين في ادناه,



Determine the total hemispherical emissivity and the total emissive power of the surface.

اوجد قيمة الانبعاثية نصف الكروية الاجمالية وكذلك القدرة الانبعاثية للسطح.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$T = 1000$ K, $\varepsilon_1 = 0.2$, $\varepsilon_2 = 0.4$, $\varepsilon_3 = 0.7$, $\lambda_1 = 2$ μm, $\lambda_2 = 4$ μm, $\lambda_3 = 7$ μm

Find:

المطلوب ايجاده:

1. Total hemispherical emissivity ε (T)
2. Total emissive power E(T)

1. الانبعاثية نصف الكروية الاجمالية [ε (T)]
2. القدرة الانبعاثية [E(T)]

Assumptions:

الافتراضات:

The radiation is independent of direction for the diffuse surface.

الاشعاع غير معتمد على الاتجاه للسطح الناشر.

Analysis:

التحليلات:

1. The total hemispherical emissivity ε (T) is given by equation (7.14),

1. تُعطى الانبعاثية نصف الكروية الاجمالية [ε (T)] من المعادلة (7.14),

$$\varepsilon(T) = \varepsilon_1 f_{0-\lambda_1} + \varepsilon_2(f_{0-\lambda_2} - f_{0-\lambda_1}) + \varepsilon_3(f_{0-\lambda_3} - f_{0-\lambda_2}) + \varepsilon_4(f_{0-\lambda_4} - f_{0-\lambda_3}) \qquad \text{(Eqn. 7.15)}$$

We only have three bands, thus

$$\varepsilon(T) = \varepsilon_1 f_{0-\lambda_1} + \varepsilon_2(f_{0-\lambda_2} - f_{0-\lambda_1}) + \varepsilon_3(f_{0-\lambda_3} - f_{0-\lambda_2})$$

The blackbody functions are determined from table 7.1 to be

$\lambda_1 T = 2 \times 1000 = 2000\ \mu m\,.\,K$ $\qquad f_{0-\lambda_1} = 0.066728$

$\lambda_2 T = 4 \times 1000 = 4000\ \mu m\,.\,K$ $\qquad f_{0-\lambda_2} = 0.480877$

$\lambda_3 T = 7 \times 1000 = 7000\ \mu m\,.\,K$ $\qquad f_{0-\lambda_3} = 0.808109$

$$\varepsilon(T) = 0.2 \times 0.066728 + 0.4\,(0.480877 - 0.066728) + 0.7\,(0.808109 - 0.480877)$$

$\varepsilon(T) = \underline{0.408}$

2. The total emissive power E (T) is estimated from equation (7.12),

2. تُقدر قيمة القدرة الانبعاثية [E(T)] من المعادلة (7.12),

$$E(T) = \varepsilon(T)\,\sigma\,T^4 \qquad \text{(Eqn. 7.12)}$$

$$E(T) = 0.408 \times 5.67 \times 10^{-8} \times 1000^4$$

$$E(T) = \underline{2.313 \times 10^4\ W/m^2}$$

Comments:

The surface emission is governed by the emissivity. In this case, it emits 23.13 kW/m^2, whilst a blackbody at the same temperature would emit $E_b = \sigma T^4 = 56.7$ kW/m^2

Note that the,

1. Emissivity of a blackbody $\varepsilon = 1$.
2. Spectral directional emissivity of a real surface $\varepsilon_{\lambda,\theta}$ varies with temperature, wavelength and direction.
3. Spectral hemispherical emissivity of a surface ε_λ varies with temperature and wavelength.
4. Total directional emissivity ε_θ of a surface varies with temperature and direction.
5. Total hemispherical emissivity of a gray disuse surface (ε) varies with temperature only. Thus a gray diffuse surface has a constant emissivity so that $\varepsilon_\theta = \varepsilon_\lambda = \varepsilon$.

الملاحظات:

تتحكم قيمة الانبعاثية بمقدار الاشعاع المنبعث من السطح, ففي هذه الحالة ينبعث ($23.13\ kW/m^2$), بينما ينبعث من الجسم الاسود في نفس درجة الحرارة اشعاع قدره ($E_b = \sigma T^4 = 56.7\ KW/m^2$)

لاحظ,

1. ان انبعاثية الجسم الاسود تساوي الواحد ($\varepsilon = 1$).
2. تتغير الانبعاثية الطيفية الاتجاهية للسطح الحقيقي ($\varepsilon_{\lambda,\theta}$) مع تغير كل من درجة الحرارة وطول الموجه والاتجاه.
3. تتغير الانبعاثية نصف الكروية الطيفية للسطح (ε_λ) تباعاً لتغير كل من درجة الحرارة وطول الموجة.
4. تتغير الانبعاثية الاجمالية الاتجاهية (ε_θ) تباعاً لتغير كل من درجة الحرارة وزوايا الاتجاه.
5. تتغيرالانبعاثية نصف الكروية الاجمالية للسطح الرمادي الناشر(ε) مع درجة الحرارة فقط. وعليه يتسم السطح الرمادي الناشر بانبعاثية ثابتة, اي ان ($\varepsilon_\theta = \varepsilon_\lambda = \varepsilon$) .

7.6 Absorptivity, Reflectivity and Transitivity

So far, we discussed emission of radiation from different types of surfaces; we also looked at the role of emissivity in quantifying radiation. In this section, we will address how the surface interacts with incident radiation. The radiation of wavelength λ incident on a surface per unit area per unit time is known as ***spectral irradiation***, denoted G_λ having the units $W/m^2.\mu m$. The ***total irradiation*** G (W/m^2) represents the incident radiation from all directions and over all wavelengths.

If radiation strikes a reflective surface such

7.6 الامتصاصية والانعكاسية والنفاذية

سبق وان تحدثنا عن انبعاث الاشعاع من انواع مختلفة من الاسطح, ونظرنا ايضاً في دور الانبعاثية في تحديد كمية الاشعاع, وفي هذه الفقرة سنتناول كيف يتفاعل السطح مع الاشعاع المُسلط عليه. يسمى الاشعاع المحدد بطول موجة (λ) الساقط على وحدة مساحة السطح ***التشعيع الطيفي*** , رمزه (G_λ) ووحداته (W/m^2). اما ***التشعيع الاجمالي*** [G (W/m^2)] فهو يمثل الاشعاع الساقط من جميع الاتجاهات وبجميع الاطوال الموجية.

اذا سقط اشعاع على سطح عاكس كالمرآة او سطح

as mirror or a highly polished metal surface, it is likely to get reflected. However if radiation hits a surface of a semitransparent material such as glass or water, part of it is absorbed, part reflected and the rest is transmitted (Figure 7.8).

معدني مصقول فمن المرجح بانه سينعكس, لكن اذا سُلط الاشعاع على سطح مادة شبه شفافة, مثل الزجاج او الماء, فإن المادة تمتص جزء من الاشعاع وتعكس جزء آخر, وينفذ الجزء المتبقي ماراً عبر المادة (انظر الشكل 7.8).

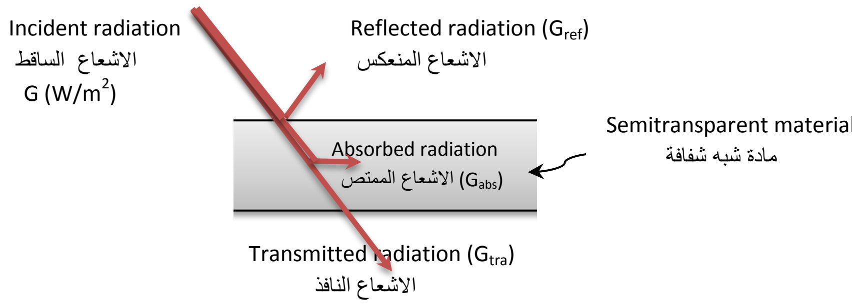


Figure 7.8 الشكل

Absorption, reflection and transmission of incident radiation

امتصاص وانعكاس ونفاذ الاشعاع الساقط

Figure 7.8 reveals that the total irradiation or ***incident radiation*** G is equal to the sum of the absorbed, reflected and transmitted radiation, thus

يتضح في الشكل 7.8 بأن التشعيع الاجمالي او ***الاشعاع الساقط*** (G) يساوي مجموع الاشعاع الممتص والاشعاع المنعكس والاشعاع النافذ, اي ان

$$G = G_{abs} + G_{ref} + G_{tra} \qquad (7.16)$$

7.6.1 Properties of the Surface

7.6.1 خواص السطح

The fraction of radiation absorbed by the material is called ***absorptivity*** α, the fraction reflected is the ***reflectivity*** ρ and the fraction transmitted is the ***transmissivity*** τ, thus

يسمى الكسر الجزئي من الاشعاع الذي تمتصته المادة ***الامتصاصية*** (α), والكسر الجزئي المنعكس ***الانعكاسية*** (ρ) والكسر الجزئي النافذ ***النفاذية*** (τ), اذن

$$\alpha = \frac{G_{abs}}{G} \qquad (7.17)$$

$$\rho = \frac{G_{ref}}{G} \qquad (7.18)$$

$$\tau = \frac{G_{tra}}{G} \qquad (7.19)$$

Obviously, the values of the fractions add up to 1,

وبطبيعة الحال فإن مجموع الكسور الجزئية يساوي الواحد,

$$0 \le \alpha \le 1, \quad 0 \le \rho \le 1 \quad \text{and} \quad 0 \le \tau \le 1$$

$$\therefore \ \alpha + \rho + \tau = 1 \qquad (7.20)$$

For an ***opaque medium***, there is no transmission and therefore the relation will be reduced to

وفيما يخص المادة غير الشفافة او ***الوسط المعتم*** فلا ينفذ الاشعاع خلاله, وبالتالي تُختزل العلاقة الى

$$\alpha + \rho = 1 \qquad (7.21)$$

7.6.2 Spectral Properties of the Surface

7.6.2 الخواص الطيفية للسطح

The above mentioned properties are considered ***total hemispherical properties***, because they averaged over all wavelengths and all directions within a hemisphere. The spectral properties are defined as follows

تُعد الخواص المذكورة في اعلاه بانها ***خواص نصف كروية اجمالية*** لانها مستندة الى متوسط جميع الاطوال الموجية ومن جميع الاتجاهات ضمن مجال نصف كروي. اما الخواص الطيفية فيمكن تعريفها على النحو الآتي

$$\alpha_\lambda = \frac{G_{\lambda,abs}}{G_\lambda} \ , \quad \rho_\lambda = \frac{G_{\lambda,ref}}{G_\lambda} \ , \quad \tau_\lambda = \frac{G_{\lambda,tra}}{G_\lambda} \qquad (7.22)$$

$$\alpha = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda G_\lambda d\lambda}{\int_0^\infty G_\lambda d\lambda} \ , \quad \rho = \frac{\int_0^\infty \rho_\lambda G_\lambda d\lambda}{\int_0^\infty G_\lambda d\lambda} \ , \quad \tau = \frac{\int_0^\infty \tau_\lambda G_\lambda d\lambda}{\int_0^\infty G_\lambda d\lambda} \qquad (7.23)$$

G_λ is the incident spectral radiation or spectral irradiation.

(G_λ) هو الاشعاع الطيفي الساقط عل السطح او التشعيع الطيفي.

The ***spectral directional absorptivity*** $\alpha_{\lambda,\theta}$ may be expressed as

تُكتب ***الامتصاصية الطيفية الاتجاهية*** بالصيغة

$$\alpha_{\lambda,\theta}\,(\lambda, \theta, \emptyset) = \frac{G_{\lambda,\theta\ abs}(\lambda,\theta,\emptyset)}{G_\lambda(\lambda,\theta,\emptyset)} \qquad (7.24)$$

A comparison of equation (7.24) with equation (7.9) reveals that the spectral directional emissivity $\varepsilon_{\lambda,\theta}$ is dependent on temperature of the emitting surface.

وبمقارنة المعادلة (7.24) مع المعادلة (7.9) يتضح بأن الانبعاثية الطيفية الاتجاهية ($\varepsilon_{\lambda,\theta}$) تعتمد على درجة حرارة السطح الباعث للاشعاع.

However, the dependence of the spectral directional absorptivity $\alpha_{\lambda,\theta}$ on temperature of the absorbing surface is so small that may be ignored. But, the absorptivity is a strong function of the temperature of the source of incident radiation.

مع ذلك فإن اعتماد الامتصاصية الطيفية الاتجاهية ($\alpha_{\lambda,\theta}$) على درجة حرارة السطح الممتص للاشعاع ضعيف للغاية بحيث يمكن اهماله, الا ان الامتصاصية هي دالة قوية لدرجة حرارة مصدر الاشعاع الساقط.

It is worth noting that expressions similar to equation (7.24) can be written for the spectral directional reflectivity $\rho_{\lambda,\theta}$ (λ, θ, Ø) and for the spectral directional trans-missivity $\tau_{\lambda,\theta}$ (λ, θ.

وتجدر الملاحظة هنا الى انه بالامكان كتابة علاقات مماثلة للمعادلة (7.24) لكل من الانعكاسية الطيفية الاتجاهية [$\rho_{\lambda,\theta}$ (λ, θ, Ø)] والنفاذية الطيفية الاتجاهية [$\tau_{\lambda,\theta}$ (λ, θ].

7.6.3 Specular and Diffuse Reflection

7.6.3 الانعكاس الارتدادي والانعكاس الانتشاري

In reality, all surfaces reflect incident thermal radiation irregularly. However to simplify thermal radiation analysis, we may assume two types of reflections, ***specular*** and ***diffuse***. Reflections which are mirror-like in nature are specular, thus the angle of incidence equals the angle of reflection. In practice, a polished surface may be assumed to behave as specular surface. Diffuse surfaces reflect equally in all directions; a rough surface may be considered as a diffuse surface, see Figure 7.9.

في الواقع, تعكس جميع الاسطح الاشعاع الساقط عليها بشكل غير منتظم. ولكن لتبسيط تحليلات الاشعاع الحراري يمكننا ان نفترض نوعين من الانعكاس: ***الانعكاس الارتدادي*** و ***الانعكاس الانتشاري***. يُعد الانعكاس ارتدادياً اذا كان مماثلاً للانعكاسات المرآتية التي يتساوى بها زاوية السقوط وزاوية الانعكاس, وفي التطبيق العملي يمكن اعتبار اي سطح مصقول كسطح ارتدادي. اما السطح الانتشاري فهو يعكس الاشعاع بالتساوي في جميع الاتجاهات, ويمكن اعتبار السطح الخشن سطحاً انتشارياً, انظر الشكل 7.9.

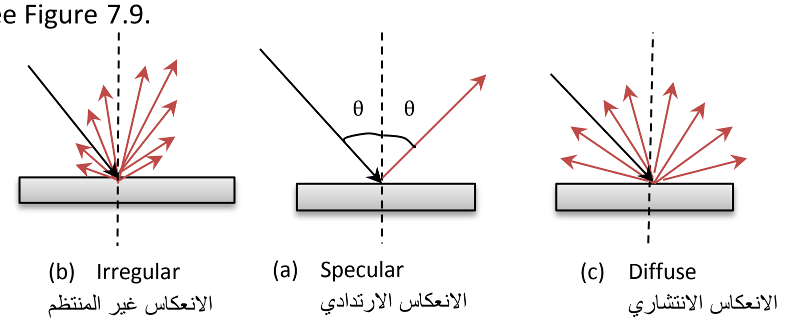


Figure 7.9 الشكل

Different types of reflections انعكاس الاشعاع بطرق مختلفة

7.7 Kirchhoff's Law

Consider a small object in at temperature T kept in a large isothermal enclosure the same temperature T (Figure 7.10). The enclosure can be considered as a blackbody emitting radiation $E_b = \sigma T^4$. The emitted radiation strikes the surface of the small object, thus the irradiation in this case $G = E_b = \sigma T^4$. The radiation absorbed by the object is

7.7 قانون كيرتشوف

لنتخذ جسماً صغيراً درجة حرارته (T) داخل محيط مغلق الجدران درجة حرارته ثابتة عند نفس الدرجة (T), انظر الشكل 7.10. يمكن اعتبار المحيط المغلق جسما اسوداً ينبعث منه اشعاعاً قدره ($E_b = \sigma T^4$). يصطدم هذا الاشعاع المنبعث بسطح الجسم الصغير بحيث تصبح قيمة التشعيع اي الاشعاع الساقط في هذه الحالة مساوية ($G = E_b = \sigma T^4$), كما تصبح قيمة الاشعاع الممتص

$$\alpha G = \alpha \sigma T^4$$

The emission of the small object is $E = \varepsilon \sigma T^4$; α is the absorptivity and ε is the emissivity of the object. At steady state, thermal equilibrium between the object and the enclosure must exist, and as a result the net heat transfer equals zero, thus

الاشعاع المنبعث من الجسم الصغير هو ($E = \varepsilon \sigma T^4$), حيث يمثل الرمز (α) الامتصاصية و (ε) الانبعاثية للجسم. وعند بلوغ حالة الاستقرار فلابد وان تسود حالة التوازن الحراري بين الجسم والمحيط, ونتيجة لذلك يصبح انتقال الحرارة الصافي مساوياً الصفر, اي ان

$$\alpha \sigma T^4 = \varepsilon \sigma T^4$$

$$\therefore \quad \alpha (T) = \varepsilon (T) \qquad (7.25)$$

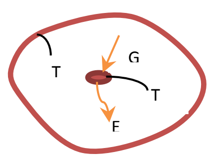


Figure 7.10 الشكل

Isothermal enclosure

Equation (7.25) represents Kirchhoff's law, stated as: *the total hemispherical emissivity of a surface at a temperature T is equal to the total hemispherical absorptivity of irradiation from a blackbody at the same temperature.* Kirchhoff's law applies to spectral directional and spectral diffuse irradiation as well,

تمثل المعادلة (7.25) قانون كيرتشوف الذي ينص على ان: *الانبعاثية نصف الكروية الاجمالية لسطح درجة حرارته (T) تساوي الامتصاصية نصف الكروية الاجمالية للتشعيع الصادر من جسم اسود في نفس درجة الحرارة.* كما ينطبق قانون كيرتشوف على التشعيع الطيفي الاتجاهي وكذلك على التشعيع الطيفي المنتشر,

$\alpha_{\lambda,\theta} (T) = \varepsilon_{\lambda,\theta} (T)$	Spectral directional	طيفي اتجاهي	(7.26 A)
$\alpha_{\lambda} (T) = \varepsilon_{\lambda} (T)$	Spectral diffuse	طيفي منتشر	(7.26 B)

It is advised to refer to the detailed account of Kirchhoff's law presented by ***Siegel and Howell*** [7].

ننصح القارىء مراجعة المصدر [7] للاطلاع على ما قدمه الباحثان ***سيغال وهاول*** حول تفاصيل قانون كيرتشوف.

Example 7.4

المثال 7.4

An industrial furnace has a sight-glass window whose diameter is 30-cm to view and measure thermal radiation. The temperature of the furnace enclosure is 2000 K. The glass window transmits radiation in the wavelength range (0.25 – 4.0 µm), the transmissivity is 0.52. The emissivity of glass is 0.35 in the range (0 – 4.0 µm), and 0.9 in the range (4.0 µm - ∞). Determine the energy transmitted and energy absorbed by the window.

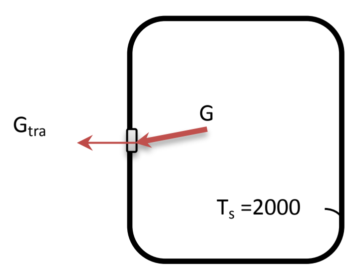
يحتوي فرن صناعي نافذة زجاجية قطرها (30-cm) لمشاهدة وقياس الاشعاع الحراري, حيث كانت درجة الحرارة داخل الفرن تساوي (2000 K). يمرر زجاج النافذة الاشعاع الواقع ضمن الطول الموجي المحدد في المدى (0.25 – 4.0 µm) وبنفاذية قدرها (0.52). فاذا علمت ان انبعاثية الزجاج هي (0.35) ضمن مدى الطول الموجي (0 – 4.0 µm) و (0.9) ضمن المدى (4.0 µm - ∞), احسب كمية الطاقة النافذة والطاقة التي تمتصها النافذة.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



$$\varepsilon_{(0.0 \le \lambda \le 4.0)} = 0.35 \quad , \quad \varepsilon_{(4.0 \le \lambda \le \infty)} = 0.9$$

$$\tau_{(0.25 \le \lambda \le 4.0)} = 0.52 \; , \; D_{(window)} = 0.3 \text{ m}$$

Find:

1. Energy transmitted through the glass window.
2. Energy absorbed by the window.

المطلوب ايجاده:

1. الطاقة التي تنفذ خلال زجاج النافذة.
2. الطاقة التي يمتصها زجاج النافذة.

Assumptions:

الافتراضات:

1. The furnace enclosure behaves as a blackbody.
2. **2.** The glass window is a diffuse.

1. يتخذ المجال داخل الفرن خصائص الجسم الاسود.
2. يُعد زجاج النافذة سطح انتشاري.

Analysis:

التحليلات:

1. The energy transmitted by the window G_{tra} is

1. نحسب الطاقة النافذة (G_{tra}) كما يلي

$G_{tra} = A_{(window)} \times \tau_{(0.25 \le \lambda \le 4.0)}\ G$

G = Incident radiation

G = Blackbody radiation from furnace in the range 0.25-4 μm

$G = f_{0.25\text{-}4.0\ \mu m}\ E_b \quad , \qquad E_b = \sigma T_s^4$

$f_{0.25\text{-}4} = f_{0\text{-}04.0\ \mu m} - f_{0\text{-}0.25\ \mu m}$

$\lambda_1 T = 0.25 \times 2000 = 500\ \mu m.K$

$\lambda_2 T = 4 \times 2000 = 8000\ \mu m.K$

The fractions from table 7.1:

$f_{0\text{-}0.25} = 0.00$

$f_{0\text{-}4.0} = 0.856288$

$G_{tra} = (\pi \times 0.3^2/4) \times 0.52 \times (0.856288 - 0.000000) \times 5.67 \times 10^{-8} \times 2000^4$

$G_{tra} = 2.855 \times 10^4$ W = 28.55 kW

2. The energy absorbed by the window.

2. الطاقة التي يمتصها زجاج النافذة.

The total energy absorbed = $\alpha\ A_{window}\ \sigma T^4$

$$\alpha = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda G_\lambda d\lambda}{\int_0^\infty G_\lambda d\lambda} \qquad \text{(Eqn. 7.23)}$$

According to Kirchhoff's law for a diffuse surface: ووفقاً لقانون كيرتشوف للسطح الانتشاري:

$\varepsilon_\lambda = \alpha_\lambda,$

$$\therefore \alpha = \frac{\int_0^\infty \varepsilon_\lambda G_\lambda d\lambda}{\int_0^\infty G_\lambda d\lambda} = \frac{\int_0^\infty \varepsilon_\lambda E_{b\lambda} d\lambda}{\int_0^\infty E_{b\lambda} d\lambda} = \frac{\int_0^\infty \varepsilon_\lambda E_{b\lambda} d\lambda}{E_b(T_s)}$$

Based on equation (7.15), we get وبموجب المعادلة (7.15) نحصل على

$$\alpha = \varepsilon_1 (f_{0-4.0}) + \varepsilon_2 (f_{4.0-\infty})$$

$$\alpha = \varepsilon_1 (f_{0-4.0} - f_{0-0}) + \varepsilon_2 (f_{0-\infty} - f_{0-4.0})$$

$$f_{0-0} = 0 , \quad f_{0-\infty} = 1 , \quad f_{0-4.0} = 0.856288$$

$$\therefore \alpha = 0.35 \times 0.856288 + 0.9 \times (1 - 0.856288) = 0.429$$

The total energy absorbed = $\alpha A_{window} \sigma T^4$

$$= 0.429 \times (\pi \times 0.3^2/4) \times 5.67 \times 10^{-8}\ 2000^4$$

$$= 2.751 \times 10^4 \text{ W} = \underline{27.51 \text{ kW}}$$

Comments:

Note that the radiation absorbed by the furnace glass window covers the whole range of the spectrum, while transmission is limited to the specified wavelengths within the visible light range.

الملاحظات:

يغطي الاشعاع الذي يمتصه زجاج نافذة الفرن جميع موجات الطيف, بينما يقتصر الاشعاع النافذ على اطوال الموجات المذكورة والتي تقع ضمن نطاق الضوء المرئي.

Exercise:

Repeat the calculations of example 7.4 for a 0.35 x 0.25-m glass window. Temperature of furnace is 2200 K. Transmission through the glass is in the wavelength range of 0.2 – 3.4 µm. The transmissivty of glass to be 0.575 and the emissivity 0.3 in the range (0 – 3.5 µm), and 0.85 in the range (3.5 µm - ∞)

تمرين:

كرر حسابات المثال 7.4 متخذاً مساحة النافذة الزجاجية (0.35 x 0.25-m) ودرجة حرارة الفرن (2200 K). علماً ان نفاذ الاشعاع خلال زجاج النافذة محدد بالاطوال الموجية (0.2 – 3.4 µm.), مع نفاذية مقدارها (0.575) وقيم للانبعاثية قدرها (0.3) لمدى الاطوال الموجية (0 – 3.5 µm) و (0.85) للمدى (3.5 µm - ∞).

Example 7.5

Consider a diffuse-wall at 450 K having a band emissivity ε_1 = 0.5 for the wavelength range 1.6 - 12 µm and ε_2 = 0.85 for the range 12 µm - ∞. Determine the total hemispherical emissivity of the wall. What is the total hemispherical absorptivity of the wall for irradiation from a heating source at 1800 K?

المثال 7.5

اذا علمت ان درجة حرارة جدار انتشاري هي (450 K), وان قيمة الانبعاثية لحزمة اشعاع محددة بالاطوال الموجية (1.6 -12 µm) تساوي (ε_1 = 0.5), والانبعاثية لحزمة ثانية محددة بالاطوال الموجية (12 µm - ∞) هي (ε_2 = 0.85), اوجد الانبعاثية نصف الكروية الاجمالية للجدار. ما هي قيمة الامتصاصية نصف الكروية الاجمالية للجدارعندما يسلط عليه التشعيع من مصدر حراري درجة حرارته (1800 K)؟

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$$T_s = 450\ K,\ \varepsilon_1 = 0.5 \text{ for } 1.6 \leq \lambda \leq 12,\ \varepsilon_2 = 0.85 \text{ for } 12 \leq \lambda \leq \infty, \quad T_{source} = 1800\ K$$

Find:

1. Total hemispherical emissivity of the wall $\varepsilon\,(T_s)$.
2. Total hemispherical absorptivity of the wall $\alpha\,(T_{source})$.

المطلوب ايجاده:

1. الانبعاثية نصف الكروية الاجمالية للجدار [$\varepsilon\,(T_s)$].
2. الامتصاصية نصف الكروية للجدار الاجمالية [$\alpha\,(T_{source})$].

Assumptions:

1. The wall is opaque and diffuse.
2. The spectral distribution of incident radiation on the wall is considered to be the same as blackbody emission distribution from the source at 1800 K.

الافتراضات:

1. الجدار هو جدار معتم وانتشاري.
2. يُعد توزيع الاشعاع الطيفي الساقط على الجدار مماثلاً لتوزيع الاشعاع المنبعث من جسم اسود درجة حرارته (1800 K).

Analysis:

التحليلات:

1. The emissivity $\varepsilon\,(T_s)$.

1. الانبعاثية [$\varepsilon\,(T_s)$]

$$\varepsilon\,(T_s) = \frac{\int_0^{\infty} \varepsilon_\lambda\, E_{b\lambda} d\lambda}{E_b\,(T_s)}$$

Based on equation (7.15), we get وبموجب المعادلة (7.15) نحصل على

$$\varepsilon\,(T_s) = \varepsilon_1\,(f_{\lambda_1-\lambda_2}) + \varepsilon_2\,(f_{\lambda_2-\infty})$$

$\varepsilon(T_s) = \varepsilon_1 (f_{\lambda 2} - f_{\lambda 1}) + \varepsilon_2 (1 - f_{\lambda 2})$, since $f_\infty = 1$

$\lambda_1 T_s = 1.6 \times 450 = 720$ μm.K , $f_{0-\lambda 1} = 0.0$ (Table 7.1)

$\lambda_2 T_s = 12 \times 450 = 5400$ μm.K $f_{0-\lambda 2} = 0.680360$

Thus

$\varepsilon(T_s) = 0.5 (0.680360-0.000000) + 0.85 (1 - 0.680360)$

$\varepsilon(T_s) = \underline{0.612}$

2. The absorptivity $\alpha(T_{source})$.

2. الامتصاصية $[\alpha(T_{source})]$.

$$\alpha = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda G_\lambda d\lambda}{\int_0^\infty G_\lambda d\lambda} \qquad \text{(Eqn. 7.23)}$$

$G_\lambda = E_{b,\lambda}(T_{source})$

For diffuse a surface, $\alpha_\lambda = \varepsilon_\lambda$

$$\therefore \alpha(T_{source}) = \frac{\int_0^\infty \varepsilon_\lambda E_{b\lambda} d\lambda}{E_b(T_{source})}$$

$\alpha(T_{source}) = \varepsilon_1 (f_{\lambda 2} - f_{\lambda 1}) + \varepsilon_2 (1 - f_{\lambda 2})$

$\lambda_1 T(source) = 1.6 \times 1800 = 2880$ μm.K , $f_{\lambda 1} \approx 0.250$

$\lambda_2 T(source) = 12 \times 2800 = 33600$ μm.K , $f_{\lambda 2} \approx 0.996$

$\alpha(T_{source}) = 0.5 (0.996 - 0.250) + 0.85 (1 - 0.996)$

$\alpha(T_{source}) = \underline{0.376}$

Comments:

1. The emissivity depends on the surface T_s while absorptivity depends on the source temperature T_{source}
2. The surface is not gray because $T_s \neq T_{source}$, thus $\varepsilon(T) \neq \alpha(T)$

الملاحظات:

1. تعتمد الانبعاثية على درجة حرارة السطح (T_s) بينما تعتمد الامتصاصية على درجة حرارة مصدر الاشعاع (T_{source})
2. السطح ليس رمادياً, لان $(T_s \neq T_{source})$ لذا فإن $(\varepsilon(T) \neq \alpha(T))$

3. If the absorptivities α_1, α_2, α_3 … of bands for a spectrally reflective surface are known, the total hemispherical absorptivity α may be evaluated by integrating equation (7.23) in a manner similar to that used to integrate equation (7.13), thus

3. اذا كان معلوماً قيم الامتصاصية (α_1, α_2, α_3.......) للحزم الاشعاعية التي تخص السطح العاكس للاشعاع الطيفي فيمكن تقييم الامتصاصية نصف الكروية الاجمالية (α) من خلال مكاملة المعادلة (7.23) بطريقة مماثلة لمكاملة المعادلة (7.13), اذن

$$\alpha = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda G_\lambda d\lambda}{\int_0^\infty G_\lambda d\lambda} \qquad \text{(Eqn. 7.23)}$$

$$G_\lambda = E_{b,\lambda}(T_{source})$$

$$\alpha = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda E_{b,\lambda} d\lambda}{\int_0^\infty E_{b,\lambda} d\lambda}$$

$$\alpha = \alpha_1 \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \alpha_\lambda E_{b,\lambda} d\lambda}{\int_0^\infty E_{b,\lambda} d\lambda} + \alpha_2 \frac{\int_{\lambda_2}^{\lambda_3} \alpha_\lambda E_{b,\lambda} d\lambda}{\int_0^\infty E_{b,\lambda} d\lambda} + ..$$

$$\alpha = \alpha_1 (f_{\lambda 1-\lambda 2}) + \alpha_2 (f_{\lambda 2-\lambda 3}) + \ldots$$

$$\alpha = \alpha_1 (f_{0-\lambda 2} - f_{0-\lambda 1}) + \alpha_2 (f_{0-\lambda 2} - f_{0-\lambda 2}) + \ldots. \qquad (7.27)$$

Exercise:

A small metal object has an opaque and diffuse surface with a band absorptivity $\alpha_1 = 0.75$ for the wavelength range $0 \le \lambda \le 6$ μm and $\alpha_1 = 0.2$ for the range $6\ \mu m \le \lambda \le \infty$. If the object is placed inside a large furnace whose inside surface temperature is 1500 K, calculate the total hemispherical absorptivity of the object.

تمرين:

يمتاز جسم صغير الحجم بسطح انتشاري معتم, وكانت امتصاصيتة لحزمة الاشعاع المحددة باطوال موجية ($0 \le \lambda \le 6$ μm) هي ($\alpha_1 = 0.75$), والامتصاصية لحزمة الاشعاع المحددة باطوال موجية ($6\ \mu m \le \lambda \le \infty$) تساوي ($\alpha_1 = 0.2$). فاذا وُضع الجسم داخل فرن كبير درجة حرارة سطحه الداخلي (1500 K), احسب الامتصاصية نصف الكروية الاجمالية للجسم.

7.8 Radiation Intensity

Thermal radiation is normally emitted from a surface in all directions; on the other hand an incident beam of radiation may get reflected by the surface in different directions. The directional nature of radiation can be quite essential in the evaluation of the ***net radiative heat transfer rate***. To account for the directional propagation of radiation, we must consider how the angles of orientation influence radiative exchanges between surfaces. In this regard, we define ***radiation intensity*** as: *the rate of radiation emitted per unit area in a certain direction per unit **solid angle** (cone angle).* Thus, intensity denoted I is a measure of the distribution of radiation per unit area and solid angle, it is given from

7.8 شدة الاشعاع

ينبعث عادة الاشعاع من السطح في جميع الاتجاهات, ومن ناحية اخرى قد ينعكس الاشعاع الساقط على السطح في اتجاهات مختلفة. لذلك قد تكون معرفة طبيعة الاشعاع الاتجاهية ضرورية للغاية في تقييم ***المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع***. ولمعرفة كيف ينتشر الاشعاع يجب ان نأخذ بعين الاعتبار تأثير الزوايا الاتجاهية على التبادل الاشعاعي بين السطوح. وفي هذا الصدد نُعرف ***شدة الاشعاع*** على النحو التالي: إنه *معدل الاشعاع المنبعث لكل وحدة مساحة باتجاه معين ضمن **زاوية مجسمة** (زاوية مخروطية) محددة*. وهكذا يُعد شدة الاشعاع (I) مقياساً لتوزيع الاشعاع لكل وحدة مساحة ولكل زاوية مجسمة, وُتعطى قيمته من المعادلة

$$dq = I\, d\omega \cos\theta\, dA \qquad (7.28)$$

where

dq (W)= rate of radiation emitted by dA and intercepted by dA_n (Figure 7.11).
I ($W/m^2.sr$) = intensity of radiation,
(sr = steradiant).
$d\omega$ (sr) = the solid angle subtended by the target area dA_n .
θ = angle between the normal vector of the source area dA and the line of sight between the source and the target area dA_n.

حيث ان

dq بوحدات (W) = معدل الاشعاع المنبعث من (dA) والذي تعترضه المساحة (dA_n), (الشكل 7.11).
I بوحدات ($W/m^2.sr$) = شدة الاشعاع.

$d\omega$ بوحدات (sr) = الزاوية المجسمة تحت المساحة (dA_n).
θ = الزاوية المحصورة بين المتجه المعامد لمساحة المصدر (dA) وخط النظر بين المصدر ومساحة مسقط الاشعاع (dA_n).

Radiation emitted from the area dA travels to dA_n within a solid angle $d\omega$ and finally covers a hemispherical dome.
Figure 7.11 illustrates of the radiation angles in the ***spherical coordinate*** system.

ينتقل الاشعاع المنبعث من المساحة (dA) الى (dA_n) بزاوية مجسمة مقدارها ($d\omega$), ثم ينتشر فيغطي قبة نصف كروية.
يوضح الشكل 7.11 زوايا الاشعاع في منظومة ***احداثيات كروية***.

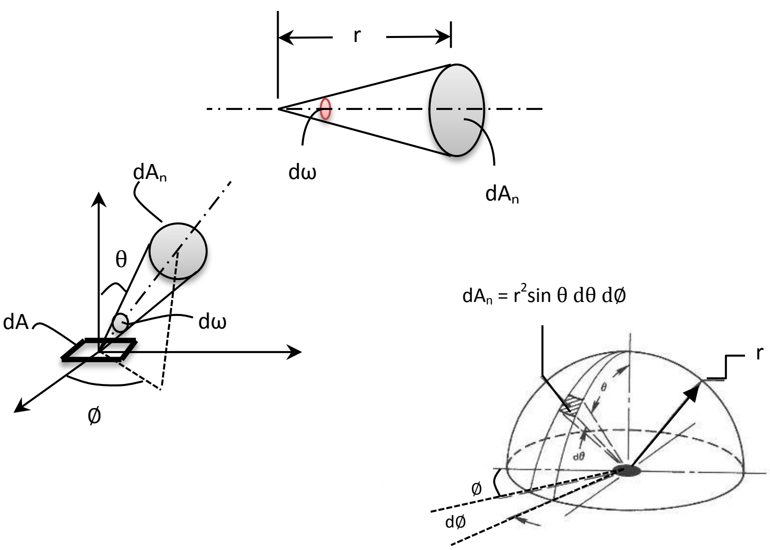


Figure 7.11 الشكل

Spherical coordinate system and the solid angle

منظومة الاحداثيات الكروية والزاوية المجسمة

As shown in Figure 7.11, the direction of the radiation is specified by the two angles θ and Ø.

كما هو مبين في الشكل 7.11 فإن اتجاه الاشعاع تحدده الزاويتان (θ) و (Ø).

The solid angle is defined in terms of radius as follows

تٌعرّف الزاوية المجسمة بدلالة نصف القطر كالآتي

$$d\omega = \frac{dA_n}{r^2} \qquad (7.29)$$

$$dA_n = r\,d\theta \,.\, r\sin\theta\,d\text{Ø} = r^2 \sin\theta\,d\theta\,d\text{Ø}$$

$$\therefore d\omega = \sin\theta\,d\theta\,d\text{Ø} \qquad (7.30)$$

Substituting dω in equation (7.28) and integrating over a hemisphere gives

وبالتعويض عن (dω) في المعادلة (7.28) واتمام التكامل ينتج

$$dq = I \cos\theta (\sin\theta\, d\theta\, d\emptyset) dA$$

$$q/A = \int_{\emptyset=0}^{2\pi} \int_{\theta=0}^{\pi/2} I \cos\theta \,(\sin\theta\, d\theta\, d\emptyset) = \pi I \quad (7.31)$$

Since the total hemispherical emissive power E (W/m^2) is the same as the emitted radiation flux q/A (W/m^2), thus

وبما ان قدرة الانبعاث نصف الكروية الجمالية [E (W/m^2)] هي في الواقع مساوية للفيض الحراري للاشعاع [q/A (W/m^2)], اذن

$$q/A = E$$

$$\therefore E = \pi I \quad (7.32)$$

For reflections, $G_{incident} = \pi I_{incident}$ (7.32 A)

For a blackbody, $E_b = \pi I_b$

$$\sigma T^4 = \pi I_b$$

$$I_b (T) = \sigma T^4/\pi \quad (7.33)$$

Note that the spectral intensity I_λ is a function of wavelength and temperature,

وتجدر الاشارة هنا الى ان شدة الاشعاع الطيفي (I_λ) دالة لطول الموجة ودرجة الحرارة,

$$I_\lambda (\lambda, T) = E_\lambda/\pi \quad (7.34)$$

7.9 Radiosity

7.9 الريديوستي

The rate of total radiation leaving a surface per unit area is known as ***radiosity***; it includes emission as well as the reflected portion of irradiation. For An opaque - gray and diffuse surface receiving irradiation G, the radiosity J is expressed as

يُسمى معدل الاشعاع الكلي الذي يغادر السطح لكل وحدة مساحة ***الريديوستي***, حيث يشمل الاشعاع المنبعث من السطح اضافة الى الجزء المنعكس من الاشعاع الساقط عليه. فاذا كان السطح معتماً رمادياً وانتشارياً يستلم تشعيعاً مقداره (G), فيمكن كتابة الريديوستي (J) بالصيغة

$$J = E + G_{reflected} = \varepsilon E_b + \rho G$$

$\alpha + \rho = 1$ (Opaque surface للسطح المعتم) (Eqn. 7.21)

$\alpha (T) = \varepsilon (T)$ (Gray-diffuse surface للسطح الرمادي -الانتشاري)

Hence, the radiosity equation will be:

وبالتالي تصبح معادلة تعريف الريديوستي كالآتي:

$$J = \varepsilon E_b + (1 - \varepsilon) G \quad (7.35)$$

Since radiosity is the radiation flux in W/m^2 leaving a diffuse surface, applying equation (7.32) gives

وبما ان الريديوستي تمثل فيض الاشعاع الذي يغادر سطحاً انتشارياً بالوحدات (W/m^2), لذا تطبيق المعادلة (7.32) يعطي

$$J = \pi I_{em + ref} \quad (7.36)$$

where $I_{em + ref}$ is the intensity of emitted and reflected radiation.

حيث ان ($I_{em + ref}$) هو شدة الاشعاع المنبعث زائداً المنعكس.

In the forthcoming sections, we will show how the exchange of radiation between surfaces is expressed in terms of radiosity.

سنبين في الفقرات القادمة كيف تستخدم الريديوستي في تحليلات تبادل الاشعاع الحراري بين السطوح المختلفة.

7.10 Radiation Exchange

7.10 تبادل الاشعاع الحراري

So far, we focused our attention on the surface radiative properties and on the interactions of radiation with a single surface. We now consider radiation exchanges between two or more surfaces. The exchange of radiation is obviously governed by the surface shape and orientation. For example, if we are considering exchanges between two metal plates, we first need to know the shape of each plate. Then we may ask how are they positioned? Are they facing each other directly or with an angle? We also need to know if the surfaces are real, black, gray or gray-diffuse. In addition, we must know how the medium between the plates interacts with radiation. To simplify the analysis, we consider two diffuse surfaces separated by a non - participating medium. In other words, a medium that does not emit, absorb or reflect radiation. Thus, it may be ***vacuum*** or a non radiation gas such as nitrogen. Before we proceed to evaluate the radiative exchanges between two diffuse surfaces, we will introduce the concept of the ***view factor***, also called ***shape factor***.

ركزنا اهتمامنا لحد الآن على خواص السطح الاشعاعية وعلى تفاعلات الاشعاع مع سطح واحد. وفيما يلي سنتناول تبادل الاشعاع الحراري بين سطحين او اكثر. ومن البديهي ان يتحكم شكل السطح الهندسي ووضعه بظاهرة تبادل الاشعاع, فمثلاً اذا كنا ننظر في تبادل الاشعاع بين صفيحتين معدنتين, فيجب ان نعرف اولاً الشكل الهندسي لكل صفيحة, ثم كيفية تموضع احداهما نسبة الى الآخرى, فهل هما متواجهتان بشكل مباشرام بزاوية معينة؟ وكذلك ينبغي معرفة اذا ما كانت الاسطح حقيقية او رمادية او سوداء. اضافة الى ذلك يجب ان نعرف كيف يتفاعل الوسط الفاصل بينهما مع الاشعاع. ولتبسيط التحليلات, سنتخذ سطحين يفصلهما وسط خامل, اي وسط لا يبعث ولا يمتص ولا يعكس الاشعاع, فربما يكون ***الفراغ*** او غاز غير مشع مثل النايتروجين. وقبل ان نبدأ في تقييم تبادل الاشعاع الحراري بين سطحين ناشرين, سنتعرف على مفهوم ***عامل الرؤية*** , الذي يسمى ايضاً ***عامل الشكل***.

7.10.1 The View Factor

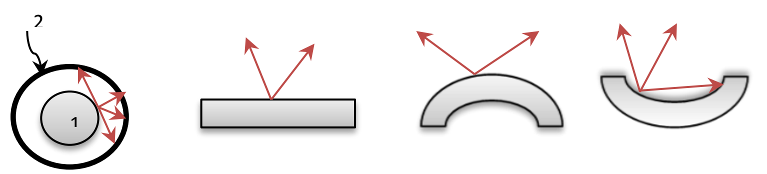
The view factor $F_{i\to j}$ from surfaces i to surface j is defined as *the fraction of radiative energy leaving surface i that reaches surface j*.

In fact, the view factor is a geometrical ***parameter*** which is independent of surface properties; it determines the amount of radiation exchange between two surfaces. For example, let us consider two surfaces i and j, the view factor may be denoted $F_{1\to2}$ or $F_{2\to1}$ depending on the direction of radiation. Thus, $F_{1\to2}$ represents the fraction of radiation leaving surface 1 that strikes surface 2. It is also possible that radiation leaves and strike the same surface, that is to say the surface sees part of itself. Concave surfaces may exhibit this type of phenomenon; the view factor for such geometry is denoted as $F_{1\to1}$. It follows that for plane and convex surfaces, $F_{1\to1} = 0$. In the case of surface 1 is completely surrounded by surface 2, the view factor $F_{1\to2}$, = 1, as shown in Figure 7.12.

7.10.1 عامل الرؤية

يُعرّف عامل الرؤية ($F_{i\to j}$) من السطح (i) الى السطح (j) بانه *الجزء من الطاقة الاشعاعية التي تترك السطح(i) وتصل الى السطح (j).*

في واقع الحال, ان عامل الرؤية هو ***مَعلَمة*** هندسية لا تعتمد على خواص الاسطح, لكنه يحدد كمية تبادل الاشعاع الحراري بين السطحين. فعلى سبيل المثال, دعنا ننظرالسطحين (i) و(j), وهنا نستطيع ان نرمز لعامل الرؤية اما ($F_{1\to2}$) او ($F_{2\to1}$) حسب اتجاه الاشعاع, لذا فإن ($F_{1\to2}$) هو جزء الاشعاع الذي يترك السطح (1) ويسقط على السطح (2). ومن الممكن ايضاً أن يترك الاشعاع السطح ثم يسقط على السطح نفسه, اي بمعنى آخر أن السطح يرى جزءاً من نفسه, حيث تتخذ الاسطح المقعرة هذه الظاهرة ويُرمز لعامل الرؤية في هذه الحالة ($F_{1\to1}$). وبناء على ذلك فإن عامل الرؤية ($F_{1\to1}$) للسطوح المحدبة وللسطوح المستوية يساوي الصفر, اي ($F_{1\to1}$ = 0). وفي حالة احاطة السطح 1 بالسطح 2 بشكل كامل يصبح معامل الرؤية مساوياً الواحد, اي ($F_{1\to2}$, = 1) كماهو مبين في الشكل 7.12.



(1→2) Concentric spheres كرتين متمركزتين $F_{1\to2} = 1.0$

(a) Plane surface سطح مستوي $F_{1\to1} = 0.0$

(b) Convex surface سطح محدب $F_{1\to1} = 0.0$

(c) Concave surface سطح مقعر $F_{1\to1} \neq 0.0$

Figure 7.12 الشكل

Extreme values for view Factors القيم القصوى لعامل الرؤية

7.10.2 View Factor Formulation

7.10.2 اشتقاق معادلة لتقييم عامل الرؤية

Consider the differential areas dA_1 at a temperature T_1 and dA_2 at T_2 of Figure 7.13. The areas are separated by the distance r which forms the angles θ_1 and θ_2.

لنتخذ المساحة التفاضلية (dA_1) عند درجة الحرارة (T_1) و المساحة (dA_2) عند درجة الحرارة (T_2) كما يتضح في الشكل 7.13, حيث يفصل الخط (r) بين المساحتين مشكلاً الزوايتين (θ_1) و (θ_2).

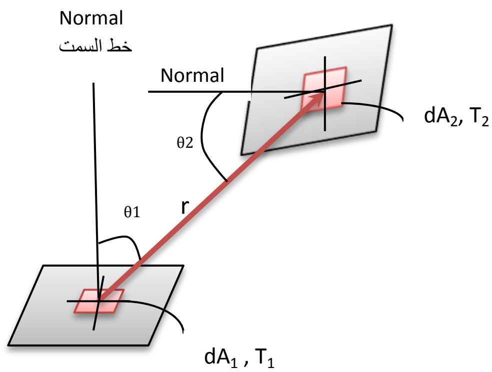


Figure 7.13 الشكل

View factor from surface dA_1 to surface dA_2

عامل الرؤية من السطح (dA_1) الى السطح (dA_2)

For diffuse surfaces, that is the intensity is uniformly distributed in all directions, the radiation leaving surface 1 and striking surface 2, that is ($dq_{1\rightarrow 2}$), in W is given by

واذا كان السطحان ناشرين, اي ان شدة الاشعاع موزعة في جميع الاتجاهات بالتساوي, يُعطى مقدار الاشعاع الذي يترك السطح 1 ويسقط على السطح 2 اي [($dq_{1\rightarrow 2}$)] بوحدات الواط (W) من المعادلة الآتية

$$dq_{1\rightarrow 2} = I_{(em + ref), 1}\, d\omega_{2\rightarrow 1} \cos\theta_1\, dA_1 \qquad \text{(from Eqn. 7.28)}$$

where $I_{(em + ref), 1}$ is the total radiation intensity leaving surface 1, including emission and reflection, and $d\omega_{2\rightarrow 1}$ is the solid angle subtended by dA_2 when viewed from dA_1.

حيث ان [$I_{(em + ref), 1}$] هو شدة الاشعاع الاجمالي الذي يترك السطح 1, بما في ذلك الانبعاث والانعكاس. كما يمثل [$d\omega_{2\rightarrow 1}$] الزاوية المجسمة تحت المساحة (dA_2) عندما يُنظر لها من جهة المساحة (dA_1)

$$d\omega_{2\rightarrow 1} = \cos\theta_2\, (dA_2/r^2)$$

$$\therefore dq_{(1\rightarrow 2)} = I_{(em + ref, 1)}\, (\cos\theta_2 \,.\, dA_2/r^2) \cos\theta_1\, dA_1$$

Similarly, the radiation leaving dA_2 received by dA_1 is $dq_{(2\to1)}$,

وبطريقة مماثلة, مقدار الاشعاع الذي يترك السطح (dA_2) ويسقط على السطح (dA_1) هو [$dq_{(2\to1)}$],

$$dq_{(2\to1)} = I_{(em+ref,\,2)}\,(\cos\theta_1\,.\,dA_1/r^2)\,\cos\theta_2\,dA_2$$

In terms of radiosity,

وبدلالة الريديوستي,

$$I_{(em+ref)} = J/\pi \qquad \text{(Eqn. 7.36)}$$

Substituting: بالتعويض:

$$dq_{(1\to2)} = (J_1/\pi)\,(\cos\theta_2\,.\,dA_2/r^2)\,\cos\theta_1\,dA_1$$

$$dq_{(2\to1)} = (J_2/\pi)\,(\cos\theta_1\,.\,dA_1/r^2)\,\cos\theta_2\,dA_2$$

$$q_{(1\to2)} = J_1\int_{A_1}\int_{A_2}\frac{\cos\theta_1\cos\theta_2}{\pi\,r^2}\,dA_1\,dA_2 \qquad (7.37)$$

From the definition of the view factor: ومن تعريف عامل الرؤية نتوصل الى:

$$F_{i\to j} = q_{1\to2}/A_i\,J_i$$

$$F_{1\to2} = \frac{q_{(1\to2)}}{A_1\,J_1} = \frac{1}{A_1}\int_{A_1}\int_{A_2}\frac{\cos\theta_1\cos\theta_2}{\pi\,r^2}\,dA_1\,dA_2 \qquad (7.38)$$

Similarly:

$$F_{2\to1} = \frac{q_{(2\to1)}}{A_2\,J_2} = \frac{1}{A_2}\int_{A_1}\int_{A_2}\frac{\cos\theta_1\cos\theta_2}{\pi\,r^2}\,dA_1\,dA_2 \qquad (7.39)$$

Equations (7.38) and (7.39) can be used to evaluate the view factor for any two diffuse surfaces $F_{i\to j}$ or $F_{j\to i}$ having constant uniform radiosities.

يمكن استخدام المعادلتين (7.38) و (7.39) لتقييم عامل الرؤية لاي سطحين ناشرين ($F_{i\to j}$) او ($F_{j\to i}$) عندما تكون الريديوستي لكل منهما منتظمة وثابتة المقدار.

7.10.3 View Factor Relationships

7.10.3 علاقات تخص عوامل الرؤية

Combining equations (7.28) and (7.29) gives a ***reciprocity relationship*** between view factors, which is

اذا جمعنا المعادلتين (7.28) و (7.29) نحصل على ***علاقة تبادلية*** بين عوامل الرؤية, هي

$$A_1\,F_{12} = A_2\,F_{21} \qquad (7.40)$$

Equation (7.40) is used to determine the value of one view factor from knowledge of the other.

حيث تستخدم المعادلة (7.40) لتقدير قيمة عامل رؤية من معرفة قيمة العامل الآخر.

Summation rule

قاعدة الجمع

This is relationship associated with all values of view factors of radiation leaving one surface and strikes N surfaces. Since each view factor is a fraction, the sum will have to be equal to unity, thus

وهي علاقة تعنى بجميع قيم عوامل الرؤية المرتبطة باللاشعاع الذي يترك سطحاً ما ويسقط على عدد آخر من السطوح (N). وبما ان عامل الرؤية لكل سطح هو عبارة عن جزء كسري, لذلك يجب ان يكون المجموع مساوياً الواحد, اي

$$\sum_{j=1}^{N} F_{i\to j} = 1 \qquad (7.41)$$

The reciprocity rule and the summation rule are best applied to radiation exchanges inside an enclosure as shown in Figure 7.14.

ومن الملاحظ بأن أفضل تطبيق لقاعدتي التبادل والجمع هو التبادل الاشعاعي داخل حيز مغلق كما هو مبين في الشكل 7.14.

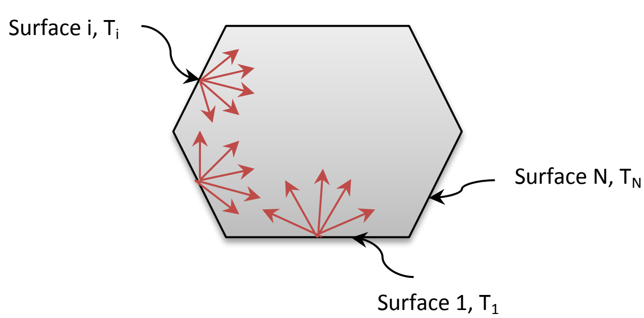


Figure 7.14 الشكل

Radiation exchange inside an enclosure

التبادل الاشعاعي داخل حيز مغلق

In Figure 7.14, there are N radiating surfaces inside the enclosure at different temperatures. The radiation from any of the surfaces must be intercepted by the enclosure surface. Thus, the sum of the view factors from surface i to all other surfaces, including it self, must equal unity.

يتضح في الشكل 7.14 اسطح مشعة عددها (N) عند درجات حرارة مختلفة. حيث ان الاشعاع الصادر من اي من الاسطح لابد وان يعترضه سطح آخر في داخل الحيز. وعليه, يجب ان يكون مجموع عوامل الشكل للاشعاع الصادر من السطح (i) الى كل الاسطح الاخرى, بما في ذلك اجزاء من سطحه, مساوياً الواحد.

For example, the summation rule for radiation leaving surface 2 (i = 2) in an enclosure having four surfaces (N = 4) will be in the form

على سبيل المثال, تصبح صيغة قاعدة الجمع للاشعاع الصادر من السطح رقم 2, اي ان (i = 2) لحيز يحتوي اربعة اسطح (N = 4) الآتي

$$\sum_{j=1}^{4} F_{i\to j} = F_{2\to 1} + F_{2\to 2} + F_{2\to 3} + F_{2\to 4} = 1$$

To calculate view factors for the four surfaces, we need four summations and therefore 16 view factors are involved. It follows that for N surfaces we need to evaluate N^2 view factors. However, we do not need to determine all the view factors. A total of N relationships are obtained from the application of the summation rule. In addition to [½ N(N - 1)] relationships that are obtained from the application of the reciprocity rule. Accordingly, the total view factors need to be calculated directly will be

واذا كان المراد حساب عوامل الرؤية للاسطح الاربعة فالامر يتطلب تطبيق قاعدة الجمع اربع مرات وبالتالي شمول 16 عامل رؤية, وهكذا نستنتج باننا نحتاج تقييم (N^2) عامل رؤية لكل (N) من الاسطح. ولكن لا ضرورة لتقييم جميع عوامل الرؤية, لان هناك (N) من العلاقات ناتجة عن تطبيق قاعدة الجمع, بالاضافة الى [½ N(N - 1)] علاقة ناتجة عن تطبيق قاعدة التبادل, وعليه يصبح مجموع عوامل الرؤية التي ينبغي حسابها بشكل مباشر مساوياً الى

$$N^2 - [N + ½ N (N - 1)] = ½ N (N-1)$$

The above relation is based on the definition of ***degree of freedom*** which is the number of variables whose values may be determined specified independently.

Degree of freedom = Number of variables - Number of equations

For example, for N = 4 surfaces inside an enclosure, we only need to determine [½ x 4 (4 - 1) = 6] view factors directly instead of $N^2 = 4^2 = 16$. The remaining 10 can be evaluated by applying the reciprocity and summation rules.

وقد كُتبت العلاقة في اعلاه استناداً الى تعريف ***درجة حرية التصرف***, وهي عدد المتغيرات التي يجب تقديرها بشكل مستقل عن بعضها.

درجة حرية التصرف = عدد المتغيرات – عدد المعادلات

مثلاً, في حالة وجود اربعة اسطح (N = 4) داخل حيز مغلق, فالامرهنا يتطلب تقييم ستة عوامل رؤية بشكل مباشر [½ x 4 (4 - 1) = 6], وهذا بدلاً عن 16 عامل رؤية تُحسب بموجب القاعدة ($N^2 = 4^2 = 16$), اما العوامل العشرة المتبقية فيمكن تقديرها بتطبيق قاعدتي التبادل والجمع.

Symmetry rule

It states*: surfaces which are geometrically symmetrical about another surface will have identical view factors from that surface.* For example, the surfaces of the ends of a cylindrical enclosure 1, 2 are symmetrical about the third inside surface 3. Thus according to the symmetry rule, $F_{3\to 1} = F_{3\to 2}$

قاعدة التماثل

وهي تنص على: ان *الاسطح المتماثلة هندسياً حول سطح ثالث يكون لها عوامل رؤية متساوية من ذلك السطح.* على سبيل المثال, يكون سطحا النهايتين لحيز اسطواني الشكل 1 و 2 متماثلين حول السطح الداخلي الثالث 3. لذا بموجب قاعدة التماثل يصبح ($F_{3\to 1} = F_{3\to 2}$)

Superposition Rule

In the case of radiation leaving a surface i and striking another surface j which is composed of more than one part surface, the view factor from surface i to the second surface can be determined by adding up the view factors from the surface i to the parts of the other surface j.

قاعدة تراكب الاشكال الهندسية

في حالة انطلاق حزمة اشعاع من السطح (i) ووصولها لسطح آخر(j) مركب من اكثر من سطح, فيمكن تقدير عامل الرؤية من السطح (i) الى السطح الآخر بجمع عوامل الرؤية من السطح (i) الى اجزاء السطح المركب (j).

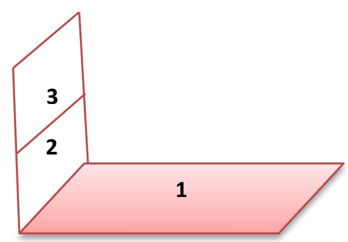


Figure 7.15 الشكل

It is clear from Figure 7.15 that the total radiation received by surfaces 2 and 3 originates from surface 1. Applying the superposition rule, we have i = 1 and j = 2, 3 and therefore

يتضح في الشكل 7.15 بأن كل الاشعاع الواصل الى الاسطح 2 و 3 يأتي من السطح 1. وبتطبيق قاعدة تراكب الاشكال حيث ان (i = 1) و (j = 2, 3) ينتج الآتي

$$F_{1\rightarrow 2,3} = F_{1\rightarrow 2} + F_{1\rightarrow 3}$$

For N surfaces, the relation is وتصبح العلاقة لاسطح عددها (N)

$$F_{i\rightarrow (j)} = \sum_{k=1}^{N} F_{i\rightarrow k} \qquad (7.42)$$

where the parentheses around J indicates a composite surface equivalent to (1,2, 3, …k,….N).

حيث تشيرالاقواس حول الرمز (j) الى ان السطح مركب من الاجزاء (1,2, 3, …k,….N).

It is worth noting that the view factors for some simple geometrical shapes may be evaluated by integrating equation (7.38), however, the integration can be quite complex and difficult to solve. Hence, view factors for different surface arrangements are made available in the form of graphs or tables.

وتجدر الملاحظة بأنه يمكن تقييم عوامل الرؤية لبعض الاشكال الهندسية البسيطة بمكاملة المعادلة (7.38), لكن التكامل قد يكون معقداً للغاية يصعب حله. ولذلك فقد تم توفير هذه العوامل لترتيبات هندسية مختلفة على هيئة خطوط بيانية او جداول.

Siegel and Howell published a comprehensive discussion of the determination of view factors [7, 8]. They provided extensive tables for relations associated with common geometries. View factors for selected arrangements are given in tables 7.2 and 7.3. Some view factors have been computed numerically and presented in a graphical form; see Figures 7.16, 7.17 and 7.18 [6].

وقد نشر الباحثان ***سيغال و هاول*** مقالاً موسعاً يتناول تقييم عوامل الرؤية [7, 8], حيث وضعا جداول موسعة تتضمن معادلات لاشكال هندسية مألوفة. وفي هذا الصدد, يبين الجدولان 7.2 و 7.3 معادلات تقييم عوامل الرؤية لبعض الاشكال المختارة. والمعلوم ان بعض عوامل الرؤية قد تم تخمينها بالطرق العددية بواسطة الحاسبة الالكترونية, لذا فإنها متوفرة على هيئة رسوم بيانية, انظر الاشكال 7.16 و 7.17 و 7.18 [6].

Table 7.2 الجدول

View factors for infinitely long-two dimensional geometries [7, 8, 9, 10]

عوامل الرؤية لاشكال هندسية ببعدين ممتدة الى مالانهاية

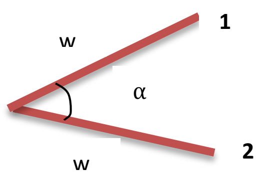
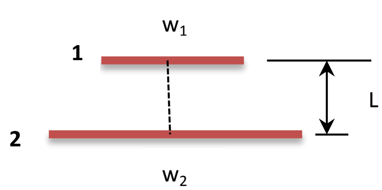
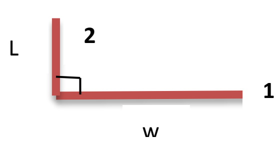
 Parallel Plates of equal width	$F_{1\to2} = F_{2\to1} = \sqrt{1+(\frac{L}{w})^2} - (\frac{L}{w})$
 Inclined plates of equal width	$F_{1\to2} = F_{2\to1} = 1 - \sin(\alpha/2)$
 Parallel plates with midlines connected by a perpendicular	$W_1 = w_1/L$, $W_2 = w_2/L$ $F_{1\to2} = \frac{[(W_1+W_2)^2+4]^{1/2} - [(W_2-W_1)^2+4]^{1/2}}{2W_1}$
 Perpendicular plates	$F_{1\to2} = ½\,[\,1 + \frac{L}{w} - \sqrt{1+(\frac{L}{w})^2}\,]$

Table 7.2 Continued **الجدول 7.2 تابع**

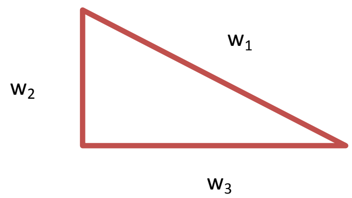
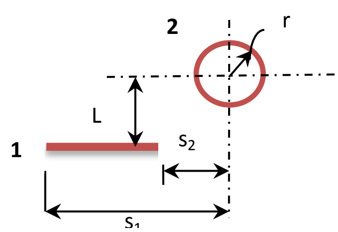
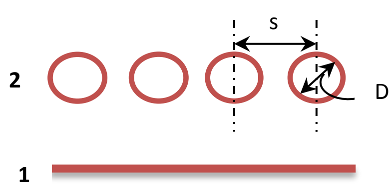
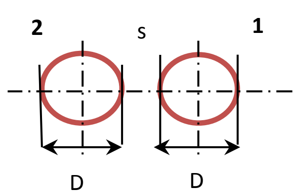
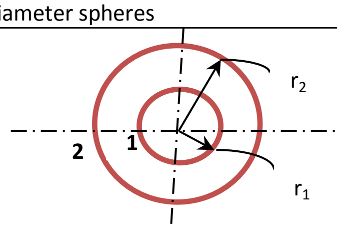
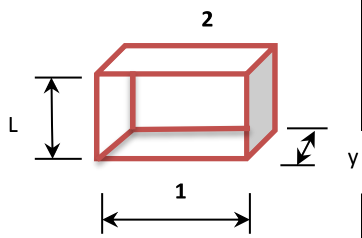
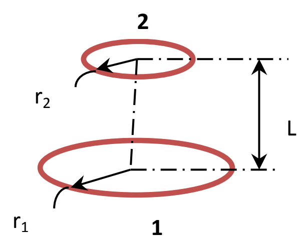
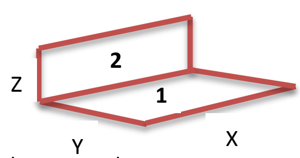
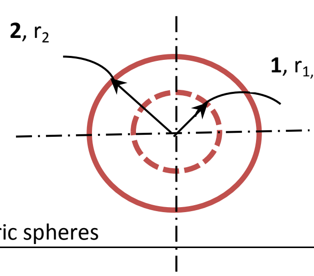
 Triangular enclosure	$F_{1\to2} = (w_1 + w_2 - w_3)/2w_1$
 Parallel plate and a cylinder	$F_{1\to2} = \frac{r}{s_1 - s_2}[\tan^{-1}\frac{s_1}{L} - \tan^{-1}\frac{s_2}{L}]$
 Infinite plate and arrow of cylinders	$F_{1\to2} = 1 - [1 - \left(\frac{D}{s}\right)^2]^{1/2} + \left(\frac{D}{s}\right)\tan^{-1}[\left(\frac{s^2-D^2}{D^2}\right)^{1/2}]$
 Equal diameter spheres	$X = 1 + (s/D)$ $F_{1\to2} = F_{2\to1} = \frac{1}{\pi}[\sqrt{X^2 - 1} + \sin^{-1}\frac{1}{X} - X]$
 Concentric spheres	$F_{1\to2} = 1$, $F_{2\to1} = r_1/r_2$ $F_{2\to2} = 1 - F_{2\to1} = 1 - (r_1/r_2)$

Table 7.3 الجدول

View factors for some three-dimensional geometry
عوامل الرؤية لبعض الاشكال الهندسية بثلاثة ابعاد

 Aligned parallel rectan	$X = x/L \quad , Y = y/L$ $F_{1\to2} = \frac{2}{\pi XY}\{ \ln [\frac{(1+X^2)(1+Y^2)}{1+X^2+Y^2}]^{1/2}$ $+ X(1+Y^2)^{1/2}\tan^{-1}\frac{X}{(1+Y^2)^{1/2}} + Y(1+X^2)^{1/2}\tan^{-1}\frac{Y}{(1+X^2)^{1/2}}$ $- X\tan^{-1}X - Y\tan^{-1}Y\}$
 Coaxial parallel discs	$R_1 = r_1/L \quad , \quad R_2 = r_2/L \quad , \quad X = 1 + (1 + R_2^2)/R_1^2$ $F_{1\to2} = ½ [X - \sqrt{X^2 - 4\,(\frac{R_2}{R_1})^2}\,]$
 Perpendicular rectangles	$H = Z/X \quad , W = Y/X$ $F_{1\to2} = \frac{1}{\pi W}(W\tan^{-1}\frac{1}{W} - \sqrt{H^2+W^2}\tan^{-1}(H^2+W^2)^{-1/2}$ $+ H\tan^{-1}\frac{1}{H} + \frac{1}{4}\ln\{[\frac{(1+W^2)(1+H^2)}{(1+H^2+W^2)}]\,[\frac{W^2(1+W^2+H^2)}{(1+W^2)(W^2-H^2)}]^{W^2}$ $\times [\frac{H^2(1+H^2+W^2)}{(1+H^2)(H^2+W^2)}]^{H^2}\})$
 Concentric spheres	$F_{1\to2} = 1 \quad , \quad F_{2\to1} = (r_1/r_2)^2$ $F_{2\to2} = 1 - F_{2\to1} = 1 - (r_1/r_2)^2$

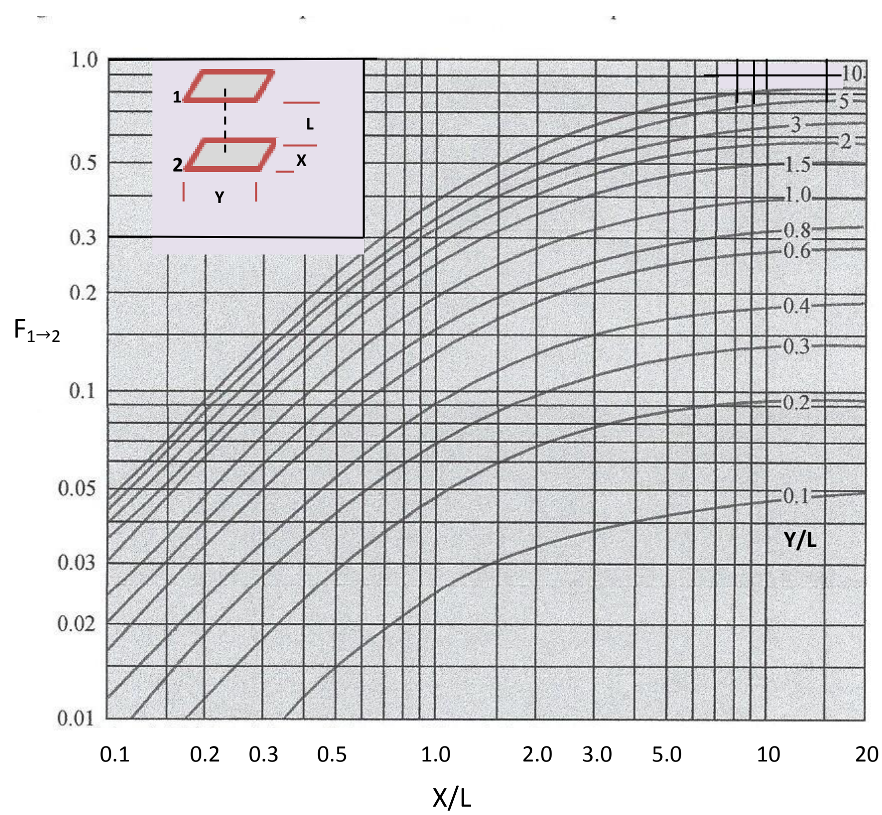


Figure 7.16 الشكل

View factor for parallel rectangles عامل الرؤية لمستطيلين متوازيين

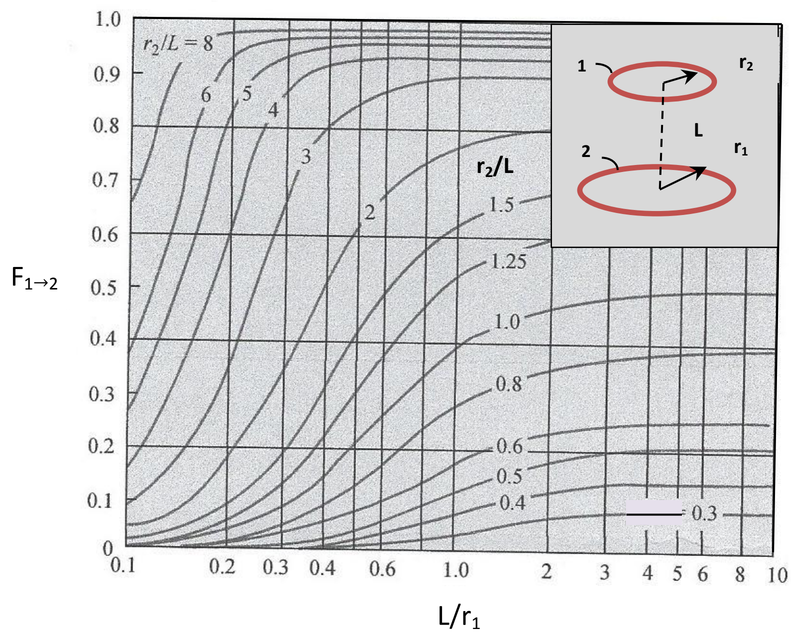


Figure 7.17 الشكل

View factor for coaxial parallel discs عامل الرؤية لقرصين متوازيين

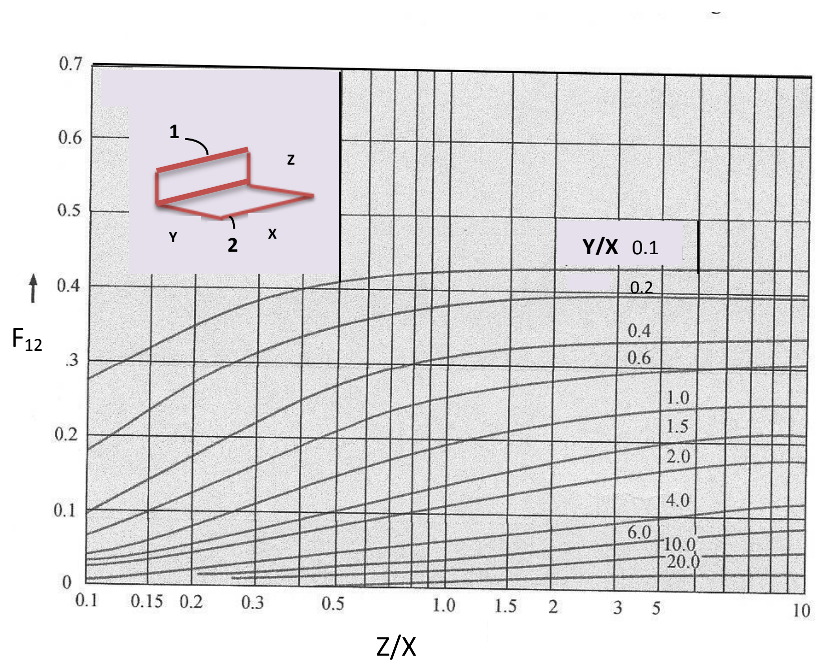


Figure 7.18 الشكل

View factor for perpendicular rectangles عامل الرؤية لمستطيلين متعامدين

Example 7.6

المثال 7.6

Determine the view factors for a sphere placed inside a cubical box.

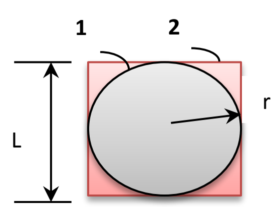
اوجد قيم عوامل الرؤية لشكل كروي مثبت داخل صندوق مكعب الشكل.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



L = 2r = D

Find:

The view factors $F_{1\to2}$ and $F_{2\to1}$

المطلوب ايجاده:

عوامل الرؤية ($F_{1\to2}$) و ($F_{2\to1}$)

Assumptions:

Diffuse surfaces with uniform radiosities.

الافتراضات:

الاسـطح هـي اسـطح انتشـارية ولكـل منهـا ريديوسـتي منتظمة.

Analysis:

The sphere can only see the cubical surface, therefore $F_{1\to2} = 1$.

Applying the reciprocity rule:

التحليلات:

وبما ان الكرة لا ترى سوى سطح المكعب المحيط بها, لذا فإن ($F_{1\to2} = 1$).

وبتطبيق قاعدة التماثل:

$$F_{2\to1} A_2 = F_{1\to2} A_1$$

$$F_{2\to1} = A_1/A_2 \, F_{1\to2}$$

$$A_1 = 4\pi r^2 = \pi D^2$$

$$A_2 = 6 L^2$$

$$F_{2\to1} = (\pi D^2)/6 L^2 \times 1$$

$$L = D$$

$$\therefore F_{2\to1} = \frac{\pi}{6}$$

Comments:

It can be easily seen that $F_{1\to1} = 0$ and $F_{2\to2} = 0$.

الملاحظات:

يمكننا الاستنتاج ان ($F_{1\to1} = 0$) و ($F_{2\to2} = 0$).

Exercise:

Derive the view factor relations for concentric spheres.

تمرين:

اشتق معادلات عوامل الرؤية لكرتين متمركزتين.

7.10.4 Radiative Heat Exchange between Two Black Surfaces

7.10.4 تبادل الاشعاع الحراري بين سطحين أسودين

In the previous section we discussed view factors and their relationships, and we now consider how to apply the concept of these factors to estimate the ***net rate of raditive heat transfer*** between surfaces. The analysis of radiative exchanges between surfaces can be quite complex, because it may involve reflections as well as emission. Hence, we will first consider exchanges between black surfaces to eliminate reflections.

كنا قد ناقشنا في الفقرة السابقة عوامل الرؤية والعلاقات الخاصة بها, والآن نتناول كيفية تطبيق مفهوم عامل الرؤية لتقدير ***المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع*** بين الاسطح. وقد تكون تحليلات تبادل الاشعاع الحراري بين الاسطح معقدة, لأنها قد تشمل انعكاسات الاشعاع اضافة الى الانبعاثات, لذا سندرس اولاً تبادل الاشعاع بين الاسطح السوداء لتجنب تأثير الانعكاسات.

The net heat transfer by radiation $q_{1\to2}$ from black surface 1 to black surface 2 may be expressed as

يمكننا تعريف المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع ($q_{1\to2}$) من سطح اسود 1 الى سطح اسود 2 كالآتي

(The radiation leaving surface 1 that reach surface 2) – (Radiation leaving surface 2 that reach surface 1)

(الاشعاع الصادر من السطح 1 الذي يصل الى السطح 2) – (الاشعاع الصادر من السطح 2 الذي يصل الى السطح 1)

$$q_{1\to2} = A_1 F_{1\to2} E_{b1} - A_2 F_{2\to1} E_{b2}$$

Applying the reciprocity rule: نطبق قاعدة التماثل:

$$A_1 F_{1\to2} = A_2 F_{2\to1}$$

$$\therefore q_{1\to2} = A_1 F_{1\to2} (E_{b1} - E_{b2})$$

$$q_{1\to2} = A_1 F_{1\to2}\, \sigma\, (T_1^4 - T_2^4) \qquad (7.43)$$

For an enclosure consisting of N black surfaces at different temperatures, the net radiation heat transfer q_i from any surface i to the other surfaces will be:

وفيما يخص الحيز المغلق المؤلف من اسطح سوداء عددها (N), يصبح المعدل الصافي لانتقال الحرار بواسطة الاشعاع من اي سطح (i) الى الاسطح الأخرى (q_i):

$$q_i = \sum_{j=1}^{N} q_{i\to j}$$

$$q_{,i} = \sum_{j=1}^{N} A_i F_{i\to j}\, \sigma\, (T_i^4 - T_j^4) \qquad (7.44)$$

Example 7.7

Consider a 3-m diameter cylindrical furnace having a length of 6-m, whose surfaces are assumed to be black. The end surfaces of the furnace are maintained at uniform temperatures of 1000 K and 1300 K and the cylindrical surface at 600 K. Determine the net rate of heat transfer between each end surface and the cylindrical of the furnace.

المثال 7.7

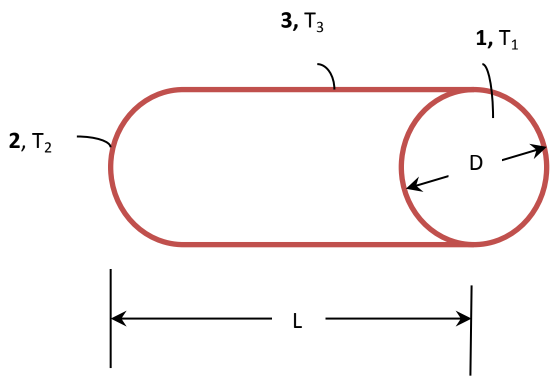
فرن اسطواني الشكل قطره (3-m) وطوله (6-m), حيث يُفترض أن اسطحه سوداء. فاذا تم الحفاظ على درجتي الحرارة في سطحي الطرفين للفرن منتظمة عند (1000 K) و (1300 K), وثُبتت درجة حرارة السطح الاسطواني عند (600 K), اوجد المعدل الصافي لانتقال الحرارة بين كل سطح من اسطح طرفي الفرن وسطحه الاسطواني الشكل.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



$L = 6$ m, $D = 3$ m, $T_1 = 1000$ K, $T_2 = 1200$ K, $T_3 = 600$ K

$\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ W/m^2.K^4

Find:

The net radiation rate from each end surface, $q_{1\rightarrow3}$ and $q_{2\rightarrow3}$

المطلوب ايجاده:

المعدل الصافي لانتقال الحرارة من كل سطح لطرفي الفرن ($q_{1\rightarrow3}$) و ($q_{2\rightarrow3}$)

Assumptions:

الافتراضات:

Surfaces of the furnace are black.

اسطح الفرن سوداء.

Analysis:

التحليلات:

The net radiative heat transfer rate from surface 1 to 3 is

المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع من السطح 1 الى 3 هو

$$q_{1\to3} = A_1 F_{1\to3}\, \sigma\, (T_1^4 - T_3^4)$$

$F_{1\to3}$ can be evaluated by the summation rule, thus

يمكننا تقييم ($F_{1\to3}$) باستخدام قاعدة الجمع:

$$F_{1\to3} + F_{1\to2} = 1$$

To evaluate the view factor $F_{1\to2}$, we use the following equation for parallel discs from table 7.3,

نستخدم المعادلة المدونة في الجدول 7.3 لتقييم عامل الرؤية ($F_{1\to2}$) لقرصين متوازيين, وهي

$$R_1 = r_1/L \quad , \quad R_2 = r_2/L \quad , \quad X = 1 + (1 + R_2^2)/R_1^2$$

$$F_{1\to2} = ½ \left[X - \sqrt{X^2 - 4\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2}\ \right]$$

In this case, $R_1 = R_2 = R$, thus

$$R = r/L$$

And $X = 1 + (1 + R^2)/R^2$

$$\therefore F_{1\to2} = ½ \left[X - \sqrt{X^2 - 4}\ \right]$$

$r = 1.5$ m, $L = 6$ m, $R = 1.5/6 = 0.25$

$$X = 1 + (1 + 0.25^2)/0.25^2 = 18$$

$$F_{1\to2} = ½ \left[18 - \sqrt{18^2 - 4}\ \right] = 0.0557$$

Substituting in the summation rule: وبالتعويض في معادلة قاعدة الجمع

$$F_{1\to3} + 0.0557 = 1$$

$$F_{1\to3} = 0.944$$

The net rate $q_{1\to3}$ is determined by:

نحدد قيمة المعدل الصافي ($q_{1\to3}$) باستخدام المعادلة:

$$q_{1\to3} = A_1 F_{1\to3}\,\sigma\,(T_1^4 - T_3^4)$$

$$A_1 = \pi D_1^2/4$$

$$q_{1\to3} = (\pi\, 3^2/4) \times 0.944 \times 5.67 \times 10^{-8}\,(1000^4 - 600^4)$$

$$q_{1\to3} = \underline{329{,}311.067\ W}$$

The net radiative heat transfer from surface 2 to 3 is calculated by

نحسب المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع من السطح 2 الى 3 بواسطة

$$q_{2\to3} = A_2 F_{2\to3}\,\sigma\,(T_2^4 - T_3^4)$$

According to the symmetry rule, the view factors $F_{3\to2}$ and $F_{3\text{-}1}$ are identical, thus

ووفقاً لقاعدة التناظر, فإن عاملي الرؤية ($F_{3\to2}$) و ($F_{3\text{-}1}$) متساويان, اذن

$$F_{3\to2} A_3 = F_{2\to3} A_2 \quad , \quad F_{3\to1} A_3 = F_{1\to3} A_1 \quad , \quad F_{3\to2} = F_{3\to1}$$

$$\therefore F_{2\to3} A_2 = F_{1\to3} A_1 \quad , \quad A_1 = A_2 \quad \to \quad F_{2\to3} = F_{1\to3}$$

$$q_{2\to3} = A_2 F_{2\to3}\,\sigma\,(T_2^4 - T_3^4)$$

$$A_2 = A_1 = \pi D^2/4 \ , \ F_{2\to3} = F_{1\to3} = 0.944$$

$$q_{2\to3} = (\pi \times 3^2/4)\ 0.944 \times 5.67 \times 10^{-8}\,(1200^4 - 600^4)$$

$$q_{2\to3} = \underline{735{,}501.740\ W}$$

Comments:

الملاحظات:

1. If the net radiative heat transfer from surface 1 is required (q_1), that is the radiation leaving surface 1 and striking surfaces 2 an 3, we apply equation (7.44),

1. اذا كان المراد تقييم المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع من السطح 1 (q_1), اي بمعنى آخر الاشعاع الذي يترك السطح 1 ويصل الى السطحين 2 و 3, نطبق المعادلة (7.44),

$$q_i = \sum_{j=1}^{N} q_{i \to j} \qquad \text{(Eqn. 7.44)}$$

$$q_1 = q_{1\to 2} + q_{1\to 3}$$

We determined $q_{1\to 3}$, and in a similar manner we can calculate $q_{1\to 2}$ and then q_1.

2. The value of the net radiative heat transfer from one of the surfaces may take a negative value. This depends on the temperatures of the surfaces. The negative sign is an indication of the direction of heat transfer. For example, when T_2 is smaller than T_1, the rate $q_{2\to 1}$ will be negative indicating that the direction of heat transfer is from surface 1 to surface 2. In this regard, any negative value should be included in the summation of equation (7.44) with the –ve sign.

لقد حددنا قيمة ($q_{1\to 3}$), وبطريقة مماثلة يمكننا تقدير ($q_{1\to 2}$), وهكذا نستطيع تقييم (q_1).

2. يمكن ان يتخذ المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع الصادر من احد الاسطح علامة السالب, ويتحدد ذلك بموجب قيم درجات الحرارة. وتُعد علامة الناقص اشارة لتحديد اتجاه انتقال الحرارة. فعلى سبيل المثال, اذا كانت درجة الحرارة (T_2) اصغر من (T_1) سيكون معدل الانتقال ($q_{2\to 1}$) سالباً, وهذا يشير الى أن اتجاه انتقال الحرارة هو من السطح 1 الى السطح 2. وعليه ينبغي ادراج اي مقدار سالب ضمن عملية الجمع في المعادلة (7.44) مع علامة الطرح.

Exercise:

Determine the net rate of radiative heat transfer from surfaces 1 and 2 of example 7.7.

تمرين:

احسب المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع من الاسطح 1 و 2 في المثال 7.7.

7.10.5 Radiative Heat Exchanges between Two Diffuse-Gray Surfaces

We know that diffuse surfaces allow multiple reflections of uniform radiation to occur. We also know that thermal radiation emitted or reflected from gray surfaces is independent of wave length. Thus, to conduct radiation analysis for diffuse-gray surfaces, we must include reflections as well as emission. Accordingly, it is best to use the raddiosity concept to express the net rate of radiative heat transfer between diffuse-gray surfaces.

7.10.5 تبادل الاشعاع بين سطحين رماديين - ناشرين

نعلم أن انعكاسات عديدة قد تحدث على الاسطح الناشرة للاشعاع , ونعلم ايضاً بأن الاشعاع المنبعث او المنعكس من الاسطح الرمادية هو غير مرتبط بطول الموجة. وعليه يجب علينا تضمين الانعكاسات والانبعاث في تحليلات الاشعاع الصادر من الاسطح الرمادية الناشرة. وبناء على ذلك فمن الافضل استخدام فكرة الريديوستي لصياغة معادلات تقييم المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع بين الاسطح الرمادية الناشرة.

The net heat transfer from (or to) a diffuse gray surface q_i in W is expressed as

يعطى انتقال الحرارة الصافي من او الى السطح الرمادي الناشر (q_i) بوحدات (W) من المعادلة الآتية

$$q_i = A_i\,(J_i - G_i) \qquad (7.45)$$

where J_i represents the radiosity of surface i, that is all the radiation leaving the surface i in W/m^2, and G_i is the radiation incident on the surface in W/m^2.

حيث يمثل الرمز (J_i) الريديوستي للسطح (i), اي كل الاشعاع الذي يترك السطح (i) بوحدات (W/m^2), ويمثل (G_i) الاشعاع الساقط على السطح بوحدات (W/m^2).

Substituting G_i from equation (7.35),

وبالتعويض عن (G_i) من المعادلة (7.35),

$$q_i = A_i\,(J_i - G_i) = A_i\left(J_i - \frac{J_i - \varepsilon_i E_{bi}}{1-\varepsilon_i}\right)$$

$$q_i = \frac{A_i \varepsilon_i}{1-\varepsilon_i}\,(E_{bi} - J_i) \qquad (7.46)$$

Let's apply the principles of ***electrical analogy*** (comparison to with the electrical circuit):

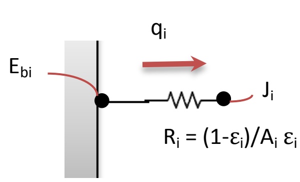
دعنا الآن نطبق مبدأ **التناظر مع الدوائر الكهربائية** (اي المقارنة مع عناصر الدائرة الكهربائية):

$$q_i = \frac{E_{bi} - J_i}{R_i} \qquad (7.47)$$

$$R_i = \frac{1-\varepsilon_i}{A_i \varepsilon_i} \qquad (7.48)$$

where R_i is the surface resistance to radiation, and the quantity ($E_{bi} - J_i$) is the driving force corresponding to the potential difference in the electrical analogy. In fact, equation (7.47) conforms to the commonly known as the ***general rate equation*** *(rate of transfer = driving force /resistance).* In this case, the rate of heat transfer q_i corresponds to the electrical current.

حيث ان (R_i) هو مقاومة السطح لسريان الحرارة بالاشعاع, كما يمثل المقدار ($E_{bi} - J_i$) القوة الدافعة المناظرة لفرق الجهد الكهربائي. وفي واقع الحال, تتوافق االمعادلة (7.47) مع ***معادلة المعدل العامة*** التي تنص على ان *(معدل الانتقال = القوة الدافعة/المقاومة)*. وفي هذه الحالة يُعد معدل انتقال الحرارة ($q_{net,i}$) مناظراً للتيار الكهربائي.



Surface i at T_i

Now, we consider the net heat transfer between two gray, diffuse and opaque surfaces at two different temperatures, as shown in Figure 7.19.

نتطرق الآن الى انتقال الحرارة الصافي بين سطحيين معتمين اي غير شفافين في درجات حرارة مختلفة, حيث انهما رماديين وناشرين, كما هومبين في الشكل 7.19.

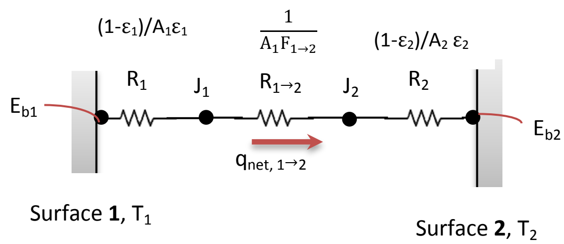


Figure 7.19 الشكل

Resistance network for two opposite surfaces
شبكة المقاومات لسطحين متقابلين - المماثلة للدوائر الكهربائية

The net rate of radiative heat transfer $q_{1\to2}$ is expressed as

نكتب معادلة تقدير المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع ($q_{1\to2}$) كالآتي

$$q_{1\to2} = A_1 J_1 F_{1\to2} - A_2 J_2 F_{2\to1}$$

Applying the reciprocity rule: وبتطبيق قاعدة التماثل:

$$A_1 F_{1\to2} = A_2 F_{2\to1}$$

$$\therefore q_{1\to2} = A_1 F_{1\to2} (J_1 - J_2) \qquad (7.49)$$

$$q_{1\to2} = \frac{J_1 - J_2}{R_{1\to2}} \qquad (7.50)$$

$$R_{1\to2} = \frac{1}{A_1 F_{1\to2}} \qquad (7.51)$$

where R_1 and R_2 are the surface resistances while R is the space resistance to radiation. The net rate can also be calculated from the overall driving force divided by sum of the resistances shown in Figure 7.19 as follows

(R_1) و (R_2) هما مقاومتا السطحين و (R) مقاومة الفضاء بين السطحين. ونستطيع ايضاً تقييم المعدل الصافي استناداً الى القوة الدافعة الكلية مقسومة على مجموع المقاومات المبينة في الشكل 7.19 كالآتي

$$q_1 = -q_2 = q_{1\to2} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{1\to2}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}} \qquad (7.52)$$

In equation (7.50), $J_1 - J_2$ is the driving force that corresponds to the potential diffidence, and the net heat transfer $q_{1\to2}$ corresponds to the electrical current. The direction of the radiation flow depends on the relative values of the radiosities of the two surfaces. A positive value of $q_{1\to2}$ indicates that radiation is moving from surface 1 to surface 2 and a negative value indicates the opposite.

يمثل ($J_1 - J_2$) في المعادلة (7.50) القوة الدافعة المناظرة لفرق الجهد, كما ان معدل انتقال الحرارة الصافي ($q_{1\to2}$) هو مناظر للتيار الكهربائي, ويعتمد اتجاه سريان الاشعاع الحراري على قيمة الريديوستي لكل سطح, حيث تشير القيمة الموجبة لمعدل الاشعاع ($q_{1\to2}$) الى انه ينتقل من السطح 1 الى السطح 2 وتشير القيمة السالبة الى العكس.

7.10.6 Exchanges in an Enclosure

7.10.6 تبادل الاشعاع في حيز مغلق

For radiative exchanges in an enclosure consisting of N surfaces, the net heat transfer q_i from surface i is the sum of all the transfer rates from surface i to each surface of the enclosure, thus

فيما يخص تبادل الاشعاع في حيزمغلق مؤلف من اسطح عددها (N), فإن انتقال الحرارة الصافي (q_i) من السطح (i) يساوي مجموع معدلات انتقال الحرارة من السطح (i) الى كل سطح من اسطح الحيز, اذن

$$q_i = \sum_{j=1}^{N} q_{i\to j} = \sum_{j=1}^{N} \frac{J_i - J_j}{R_{i\to j}} \qquad (7.53)$$

The ***resistance network*** for the enclosure surfaces can be sketched as shown in Figure 7.20.

يمكن رسم ***شبكة المقاومات*** لاسطح الحيز كما هوموضح في الشكل 7.20

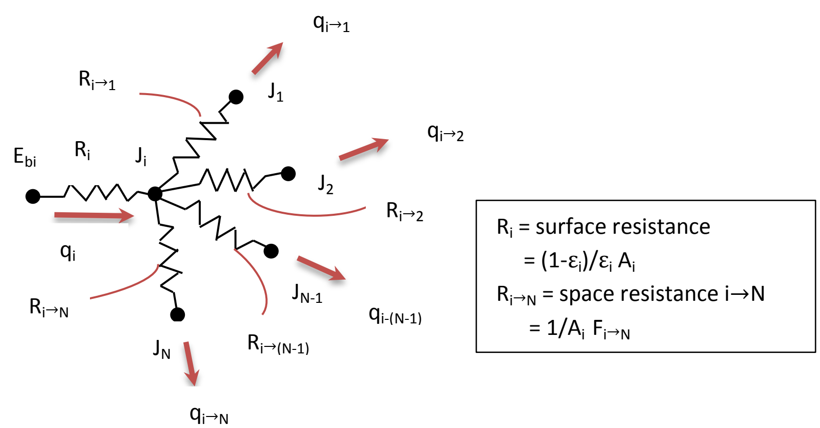


Figure 7.20 الشكل

Resistance network for radiation from one surface in an enclosure

شبكة المقاومات للاشعاع الصادر من احد الاسطح في حيز مغلق

Combining equations (7.47) and (7.53) gives

وبدمج المعادلتين (7.47) و (7.53) ينتج

$$\frac{E_{bi}-J_i}{R_i} = \sum_{j=1}^{N} \frac{J_i - J_j}{R_{i\to j}} \qquad (7.54)$$

Equation (7.54) is an interpretation of the resistance network of Figure 7.20. That is to say, *the net radiative heat transfer through the surface resistance is equal to the sum of the radiation transfers from that surface to all other surfaces through the relevant space resistances.*

تُعد المعادلة (7.54) توضيحاً لمعنى شبكة المقاومات في الشكل 7.20, اي ان *انتقال الحرارة الصافي عبر مقاومة السطح يساوي مجموع انتقال الحرارة من ذلك السطح الى الاسطح الاخرى من خلال المقاومات البينية.*

7.10.7 Solving Radiation Problems

7.10.7 طرق لحل مسائل الاشعاع الحراري

Radiative exchange problems can be solved by two methods, one is known as the direct method and the other is the resistance network method.

يمكن حل مسائل تبادل الاشعاع الحراري بطرقتين, هما الطريقة المباشرة وطريقة شبكة المقاومات.

The direct method involves writing a simplified equation (7.53) for each surface of known q_i , and writing a simplified equation (7.54) for each surface with specified temperature T_i. The resulting N linear algebraic equations are solved for the radiosities J_1, J_2, …J_N. Once the values of the radiosities are known, the net radiative heat transfer rate q_i from each surface of known temperature, or the value of temperature at each surface with specified q_i, can be determined from equation (7.46) for any number of surfaces inside the enclosure. For a large number of surfaces, the linear equations may be solved by ***matrix inversion*** using available computer software.

تستند الطريقة المباشرة الى تبسيط المعادلة (7.53) وكتابتها لكل سطح يكون معدل انتقال الحرارة الصافي (q_i) الصادر منه معلوماً. وكذلك تبسيط وكتابة المعادلة (7.54) لكل سطح درجة حرارته معلومة (T_i). ثم يتم حل المعادلات الخطية الناتجة وعددها (N) لايجاد قيم الريديوستي لكل سطح (J_1, J_2, …J_N). وبمجرد معرفة قيم الريديوستي لكل سطح, يمكننا استخدام المعادلة (7.46), لاي عدد من الاسطح داخل الحيز, لتقييم معدل انتقال الحرارة الصافي بالاشعاع (q_i) الصادر من كل سطح درجة حرارته معلومة, او تقييم درجة الحرارة لكل سطح يكون معدل انتقال الحرارة منه (q_i) معلوم. اما في حالة وجود عدد كبير من الاسطح فيمكن حل المعادلات الخطية بطريقة ***عكس المصفوفات*** وباستخدام برامجيات الحاسبة الالكترونية المتوفرة لهذا الغرض.

The network method was first developed by ***Oppenheim*** [11]. The method is based on drawing the surface resistances and then connecting them through the space resistances. The resulting network is solved

وقد كان الباحث ***اوبنهايم*** اول من طور طريقة شبكة المقاومات الاشعاعية [11], حيث تستند هذه الطريقة الى رسم مقاومات حرارية للاسطح ومن ثم ربطها بمقاومات حيز الفضاء بينها. وتنجز تحليلات شبكة المقاومات

the resulting network is solved using the electrical analogy approach.

الناتجة بطريقة مماثلة لحل شبكة المقاومات الكهربائية.

Example 7.8

المثال 7.8

Two opaque infinite parallel plates have emissivities ε_1 = 0.25 and ε_2 = 0.60. The plates are maintained at uniform temperatures T_1 = 500°C and T_2 = 200°C. Determine the net rate of radiative heat transfer per unit area.

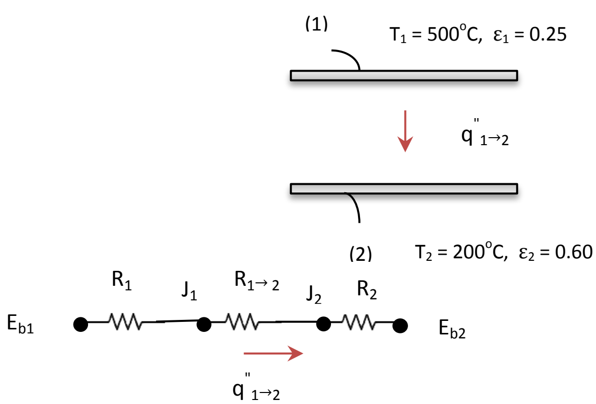
صفيحتان معتمتان متوازيتان وممتدتان الى ما لانهاية. فاذا علمت ان مقدار انبعاثية كل صفيحة ($\varepsilon_1 = 0.25$) و ($\varepsilon_2 = 0.60$), و ثُبتت درجة حرارة كل منهما عند (T_1 = 500°C) و (T_2 = 200°C), اوجد المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع لوحدة المساحة.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



$\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ W/m^2. K^4

Find:

المطلوب ايجاده:

The net rate of radiative heat transfer per unit area which is the flux $q''_{1\to2}$ (W/m^2).

المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع لوحدة المساحة اي الفيض الحراري ($q''_{1\to2}$) بوحدات (W/m^2).

Assumptions:

الافتراضات:

1. The plates can only see each other.
2. The opaque plates are diffuse and gray.

1. الصفيحتان متقابلتان وترى بعضهما البعض فقط.
2. الصفيحتان غير الشفافتين هما رماديتان و ناشرتان للاشعاع.

Analysis:

التحليلات:

Applying equation (7.52),

نطبق المعادلة (7.52),

$$q_{1\to2} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{1\to2}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}} \qquad \text{(Eqn. 7.52)}$$

In this case $F_{12} = 1$ and $A_1 = A_2$, therefore equation (7.52) reduces to

في هذه الحالة ($F_{12} = 1$) و ($A_1 = A_2$), لذا تُختصر المعادلة (7.52) الى

$$q_{1\to2}/A = \frac{E_{b1}-E_{b2}}{\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{1}{\varepsilon_2}-1} = \frac{\sigma(T_1^4-T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{1}{\varepsilon_2}-1}$$

The radiative heat flux will be: يصبح فيض الاشعاع الحراري الآتي

$$q''_{1\to2} = \frac{\sigma(T_1^4-T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{1}{\varepsilon_2}-1} \quad (W/m^2) \qquad (7.55)$$

$$q''_{1\to2} = \frac{5.67\ x10^{-8}\ (500+273)^4-(200+273)^4}{\frac{1}{0.25}+\frac{1}{0.6}-1}$$

$$q''_{1\to2} = \underline{3729.93\ W/m^2}$$

Comments:

1. A net rate of radiation equal to 3729.93 W/m^2 is exchanged between plate 1 and plate 2 per unit surface area.
2. Equation (7.52) can be simplified to develop relationships for radiative exchanges between two surfaces for different geometries.

ألملاحظات:

1. بلغَ مقدار تبادل الاشعاع الحراري بين الصفيحة 1 والصفيحة 2 بمعدل صافي لوحدة المساحة قدره ($3729.93\ W/m^2$).
2. يمكن تبسيط المعادلة (7.52) للحصول على علاقات تخص تبادل الاشعاع بين سطحين لهما اشكال هندسية مختلفة.

Exercise:

Starting with equation (7.52), show that the expressions for the net rate of heat transfer by radiation are

1. for concentric cylinders ($r_1<r_2$)

تمرين:

بدءاً من المعادلة (7.52), اثبت ان المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع يعطى من

1. لاسطوانتين متمركزتين ($r_1<r_2$)

$F_{1\to2} = 1$ and $A_1/A_2 = r_1/r_2$

$$q_{1\to2} = \frac{A_1\sigma\ (T_1^4-T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2}\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \quad (W) \qquad (7.56)$$

2. for two concentric spheres ($r_1<r_2$)

2. لكرتين متمركزتين ($r_1<r_2$)

$$F_{1\to 2} = 1 \text{ and } A_1/A_2 = (r_1/r_2)^2$$

$$q_{1\to 2} = \frac{A_1 \sigma\, (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2}\left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} \quad \text{(W)} \qquad (7.57)$$

3. for a small convex object in a large cavity

3. لجسم محدب صغير موجود في حيز مغلق كبير

$$A_1/A_2 = 0,\ F_{1\to 22} = 1, \quad \therefore q_{1\to 2} = A_1\, \sigma\, \varepsilon_1\, (T_1^4 - T_2^4) \qquad (7.57\ A)$$

7.10.8 Radiation Exchange between Three Surfaces of an Enclosure

7.10.8 تبادل الاشعاع الحراري بين ثلاثة اسطح مثبتة في حيز مغلق

Consider threes diffuse – gray surfaces in inside an enclosure that see each other and nothing else as shown in Figure 7.20. The radiation network for this arrangement is also sketched.

دعنا نتأمل ثلاثة اسطح ناشرة ورمادية مثبتة داخل حيز مغلق بحيث ترى بعضها البعض ولاغير, كما هو مبين في الشكل 7.20, حيث يشمل الشكل ايضاً تخطيطاً لشبكة المقاومات الاشعاعية.

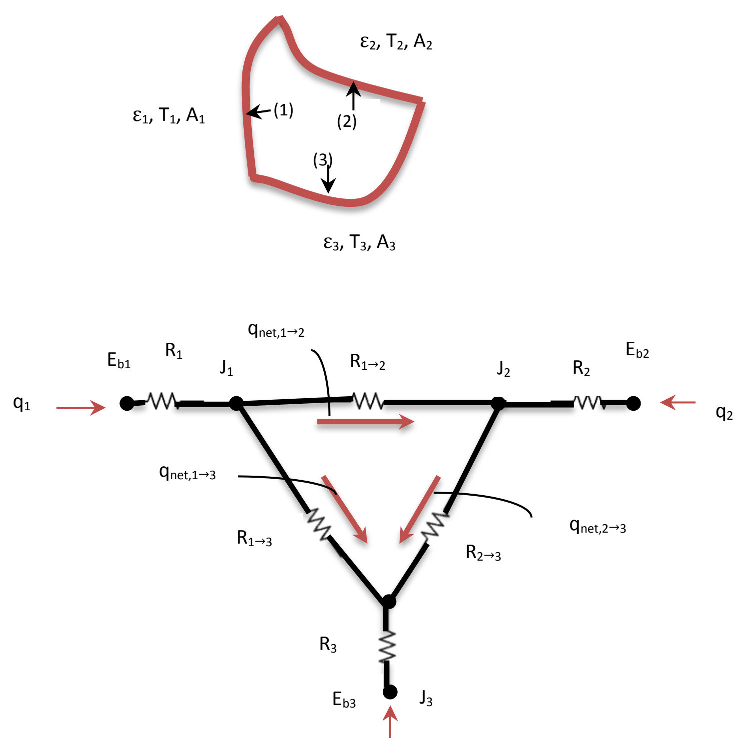


Figure 7.20 الشكل

3-surface enclosure and the network associated with it

ثلاثة اسطح في حيز مغلق مع شبكة المقاومات الخصة به

In Figure 7.20, surfaces 1, 2 and 3 are at uniform temperatures T_1, T_2 and T_3 and have surface areas A_1, A_2 and A_3, and emissivities ε_1, ε_2 and ε_3 respectively. The resistance expressions will be

يتضح في الشكل 7.20 الاسطح 1 و 2 و 3 عند درجات حرارة ثابتة (T_1) و (T_2) و (T_3), ولها مساحات سطحية (A_1) و (A_2) و (A_3), وكذلك لكل منها انبعاثية مقدارها (ε_1) و(ε_1) و (ε_1) على التوالي. وهكذا تصبح المعادلات التي تخص المقاومات الآتي

$$R_1 = (1-\varepsilon_1)/A_1\,\varepsilon_1 \quad , \quad R_{1\to3} = \frac{1}{A_1F_{1\to3}}$$

$$R_{1\to2} = \frac{1}{A_1F_{1\to2}} \quad , \quad R_3 = (1-\varepsilon_3)/A_3\,\varepsilon_3 \qquad (7.58)$$

$$R_2 = (1-\varepsilon_2)/A_2\,\varepsilon_2 \quad , \quad R_{2\to3} = \frac{1}{A_2F_{2\to3}}$$

If the three surface temperature T_1, T_2 and T_3 are specified, the endpoint emissive powers (equivalent to potentials) E_{b1}, E_{b2} and E_{b3} will also be known. Therefore, we need three equations to evaluate the radiosities J_1, J_2 and J_3. These equations are developed for the three radiosity nodes by considering the net radiation heat transfer at each node is equal to zero. This fact is actually analogous to the net current at each node of an electric circuit. However, in this case, the rate of heat transfer equals to the radiosity difference divided by the resistance, which is similar to the electrical circuit analysis using ***Ohm's law***. Thus applying this rule gives

وفي حالة معرفة درجات الحرارة للاسطح الثلاثة (T_1) و (T_2) و (T_3), فإن قيم القدرة الانبعاثية (التي تعادل فرق الجهد الكهربائي) في العُقد النهائية (E_{b1}) و (E_{b2}) و (E_{b3}) تصبح معلومة ايضاً, لذالك نحتاج ثلاث معادلات لتحديد قيم الريديوستي للاسطح الثلاثة (J_1) و (J_2) و (J_3). حيث يتم اشتقاق هذة المعادلات لعُقد الريديوستي الثلاث على اساس المعدل الصافي لانتقال الحرارة في كل عقدة يساوي الصفر, وتجدر الاشارة الى ان هذه الظاهرة مماثلة لما يحصل في الدوائر الكهربائية حيث ان صافي التيار في كل عقدة يساوي صفراً. لكن في هذه الحالة يكون المعدل الصافي لانتقال الحرارة مساوياً الى فرق الريديوستي مقسوماً على المقاومة الاشعاعية, ونلاحظ هنا التشابه مع تحليلات الدوائر الكهربائية حسب ***قانون اوم***. اذن سنطبق هذه القاعدة للتوصل الى

At node J_1,

$$\frac{E_{b1}-J_1}{R_1} + \frac{J_2-J_1}{R_{1\to2}} + \frac{J_3-J_1}{R_{1\to3}} = 0$$

At node J_2,

$$\frac{J_1-J_2}{R_{1\to2}} + \frac{E_{b2}-J_2}{R_2} + \frac{J_3-J_2}{R_{2\to3}} = 0 \qquad (7.59)$$

At node J_3,

$$\frac{J_1-J_3}{R_{1\to3}} + \frac{J_2-J_3}{R_{2\to3}} + \frac{E_{b3}-J_3}{R_3} = 0$$

Once the radiosities are determined, the net rate of radiative heat transfer at each surface q_i can be evaluated from equation (7.53). However if the rates are specified, the temperatures can be determined from equation (7.54). A typical three surface enclosure is the cylindrical industrial furnace.

وعند معرفة قيم الريديوستي نستطيع تقدير المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع لكل سطح (q_i) باستخدام المعادلة (7.53). اما اذا كان المعدل معلوماً فيمكننا تقدير حساب درجات الحرارة من المعادلة (7.54), وافضل نموذج لتحليلات الاشعاع الحراري الذي يخص ثلاثة اسطح هو الفرن الاسطواني الشكل المستخدم في المصانع.

Example 7.9

A cylindrical furnace whose side surface is assumed to be black at 500 K, has an inner diameter of 2-m and length 3-m. The emissivities of the end surfaces are $\varepsilon_1 = 0.85$ and $\varepsilon_2 = 0.5$ respectively, and maintained at uniform temperatures $T_1 = 800$ K and $T_2 = 600$ K. Calculate the net rate of radiative heat transfer at each surface.

المثال 7.9

فرن اسطواني الشكل قطره الداخلي (2-m) وطوله (3-m), وسطحه الجانبي اسود عند درجة حرارة مقدارها (500 K). وكانت انبعاثية احد طرفي الفرن ($\varepsilon_1 = 0.85$) وانبعاثية الطرف الأخر ($\varepsilon_2 = 0.5$). فاذا ثُبتت درجتا حرارة الطرفين عند ($T_1 = 800$ K) و ($T_2 = 600$ K), احسب المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع لكل سطح من اسطح الفرن الثلاثة.

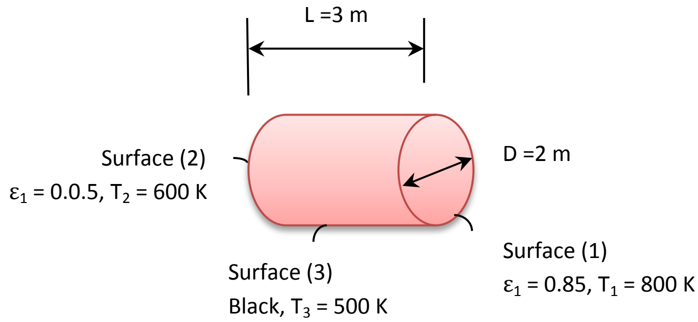
Solution

Given:

الحل

المعلوم:

.



Find:

The net rate of radiative heat transfer at each surface q_1, q_2 and q_3

المطلوب ايجاده:

المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع لكل سطح, اي (q_1) و (q_2) و (q_3).

Assumptions:

1. The end surfaces are gray, diffuse and opaque

الافتراضات:

1. اسطح الطرفين رمادية وناشرة وغير شفافة

2. Stead state prevails and negligible convection.

2. حالة الاستقرار سائدة والحمل الحراري مهمل.

Analysis:

التحليلات:

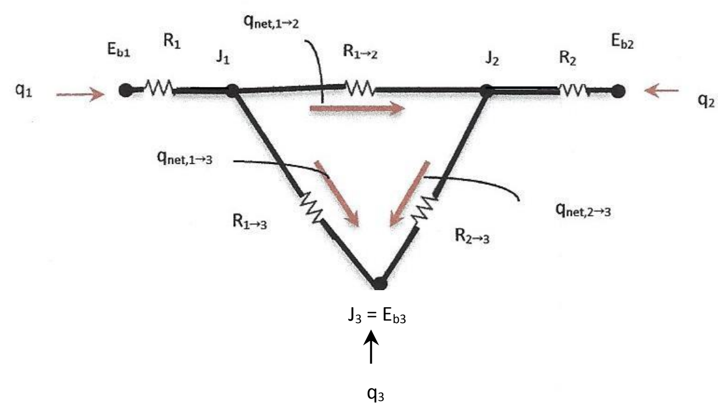


Figure 7.21 الشكل

The radiation network for this problem is sketched in Figure 7.21. We now write an equation for each node of J_1, J_2 and J_3,

يبين الشكل 7.21 مخططاً لشبكة الاشعاع الحراري. والآن نكتب معادلة لكل عقدة تخص (J_1, J_2 , J_3),

Node J_1:
$(E_{b1} - J_1)/R_1 + (J_2 - J_1)/R_{1\to2} + (E_{b3} - J_1)/R_{1\to3} = 0$

Node J_2:
$(J_1 - J_2)/R_{1\to2} + (E_{b2} - J_2)/R_2 + (E_{b3} - J_2)/R_{2\to3} = 0$

Node J_3:
$J_3 = E_{b3} = \sigma T_3^4$

We then evaluate the resistances using equation (7.58),

ثم نقييم المقاومات باستخدام المعادلة (7.58),

$R_1 = (1-\varepsilon_1)/A_1\,\varepsilon_1 = (1 - 0.85)/[(\pi/4)(2)^2 \times 0.85] = 0.0561$

$$R_{1\to2} = \frac{1}{A_1 F_{1\to2}} = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{4}\right) x\ 2^2\ x\ F_{1\to2}}$$

$F_{1\to2} = F_{2\to1}$ from figure 7.17 for

$L/r_1 = 3$ and $r_2/L = 1/3 = 0.666$, $F_{12} = 0.25$

$R_{1\to2} = R_{2\to1} \quad \frac{1}{\left(\frac{\pi}{4}\right) x\ 2^2\ x\ 0.25} = 1.273$

$R_2 = (1-\varepsilon_2)/A_2\ \varepsilon_2 = (1-0.5)/\ [(\pi/4)\ (2)^2\ x\ 0.5] = 0.318$

$R_{1\to3} = \frac{1}{A_1 F_{1\to3}} = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{4}\right) x\ 2^2 x\ F_{1\to3}}$

$F_{1-3} + F_{1\to2} + F_{1\to1} = 1$ (summation rule)

$F_{1\to1} = 0$, $F_{1\to2} = 0.25$, $\therefore F_{1-3} = 1 - 0.18 = 0.75$

$R_{1\to3} = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{4}\right) x\ 2^2 x\ 0.75} = 0.424$

$R_{2\to3} = \frac{1}{A_2 F_{2\to3}} = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{4}\right) x\ 2^2 x\ F_{2\to3}}$

$F_{1\to3} = F_{23} = 0.75$ (by symmetry) , $A_1 = A_2$

$\therefore R_{1\to3} = R_{2\to3} = 0.424$

$E_{b1} = \sigma T_1^4 = 5.67\ x\ 10^{-8}\ x\ 800^4 = 23224.32\ W/m^2$

$E_{b2} = \sigma T_2^4 = 5.67\ x\ 10^{-8}\ x\ 600^4 = 7348.32\ W/m^2$

$E_{b3} = \sigma T_3^4 = 5.67\ x\ 10^{-8}\ x\ 500^4 = 3543.75\ W/m^2$

Substituting in the J_1 node equation:

$(23224.32 - J_1)/0.0561 + (J_2 - J_1)/\ 1.273 + (3543.75 - J_1)/\ 0.424 = 0$ (A)

Substituting in the J_2 node equation:

$(J_1 - J_2)/\ 1.273 + (7348.32 - J_2)/\ 0.318 + (3543.75 - J_2)/\ 0.424 = 0$ (B)

Solving the equations gives:

$J_1 = 20{,}463.651\ W/m^2$

$J_2 = 8517.934\ W/m^2$

$J_3 = E_{b3} = \sigma T_3^4 = 5.67\ x\ 10^{-8}\ x\ 500^4 = 3543.75\ W/m^2$

The net heat transfer from each surface is obtained from equation 7.53,

نحصل على قيمة المعدل الصافي لانتقال الحرارة لكل سطح من المعادلة (7.53),

$$q_i = \sum_{j=1}^{N} q_{i\to j} = \sum_{j=1}^{N} \frac{J_1 - J_2}{R_{i\to j}} \qquad \text{(Eqn. 7.53)}$$

$$q_1 = \frac{J_1 - J_2}{R_{1\to 2}} + \frac{J_1 - J_3}{R_{1\to 3}} = \frac{20{,}463.651 - 8517.934}{1.273} + \frac{20{,}463.651 - 3543.75}{0.424}$$

q_1 = <u>49289.336 W</u>

$$q_2 = \frac{J_2 - J_1}{R_{2\to 1}} + \frac{J_2 - J_3}{R_{2\to 3}} = \frac{8517.934 - 20{,}463.651}{1.273} + \frac{8517.934 - 3543.75}{0.424}$$

q_2 = <u>2347.656 W</u>

$$q_3 = \frac{J_3 - J_1}{R_{3\to 1}} + \frac{J_3 - J_2}{R_{3\to 2}}$$

$$R_{3\to 2} = \frac{1}{A_3 F_{3\to 2}}$$

$A_2 F_{23} = A_3 F_{32}$ (Reciprocity rule)

$(\pi D^2/4)\, F_{23} = (\pi D L)\, F_{32}$

$(\pi \times 2^2/4) \times 0.75 = (\pi \times 2 \times 3)\, F_{32}$

$F_{32} = 0.125$

$$R_{3\to 2} = \frac{1}{A_3 F_{3\to 2}} = \frac{1}{(\pi \times 2 \times 3) \times 0.125} = 0.424$$

$$q_3 = \frac{3543.75 - 20{,}463.651}{0.424} + \frac{3543.75 - 8517.934}{0.424}$$

q_3 = <u>- 51636.992</u>

Comments:

الملاحظات:

1. The direction of radiation is from both end surfaces to the side surface. The sum of q_1, q_2 and q_3 must equal zero.

1. يتضح بأن اتجاه الاشعاع هو من سطحي نهاية الفرن الى السطح الجانبي, وان مجموع (q_1) و (q_2) , (q_3) لا بد وان يساوي الصفر.

2. The direct method can also be applied to solve the problem. The method involves determining the radiosity of each surface from an equation which is based on combining equations (7.46) and (7.53),

2. يمكننا ايضاً تطبيق الطريقة المباشرة لحل المسألة. حيث تستند الطريقة المباشرة الى تقدير قيم الريديوستي لكل سطح باستخدام المعادلة الناتجة من جمع المعادلتين (7.46) و (7.53),

$$q_i = \frac{A_i \varepsilon_i}{1-\varepsilon_i}(E_{bi} - J_i) \qquad \text{(Eqn. 7.46)}$$

$$q_i = \sum_{j=1}^{N} q_{i\rightarrow j} = \sum_{j=1}^{N} \frac{J_i - J_j}{R_{i\rightarrow j}} \qquad \text{(Eqn. 7.53)}$$

$$\frac{A_i \varepsilon_i}{1-\varepsilon_i}(E_{bi} - J_i) = \sum_{j=1}^{N} \frac{J_i - J_j}{R_{i\rightarrow j}}$$

$$\frac{A_i \varepsilon_i}{1-\varepsilon_i}(E_{bi} - J_i) = \sum_{j=1}^{N} \frac{J_i - J_j}{1/(A_i F_{i\rightarrow j})} \qquad (7.60)$$

Exercise:

Use equation (7.60) to solve the above example. In this case you set up three equations for surfaces i = 1, i = 2 and i = 3. The summation sign includes $(J_1 - J_2)/A_1 F_{1\rightarrow 2}$ and $(J_1 - J_3)/A_1 F_{1\rightarrow 3}$ for i = 1 and so on.

تمرين:

استخدم المعادلة (7.60) لحل المثال اعلاه. يمكنك في هذه الحالة صياغة ثلاث معادلات للاسطح (i = 1) و (i = 2) و (i = 3). وان علامة الجمع (∑) ستتضمن $[(J_1 - J_2)/A_1 F_{1\rightarrow 2}]$ و $[(J_1 - J_3)/A_1 F_{1\rightarrow 3}]$ للسطح (i = 1) وهكذا للاسطح الاخرى.

7.10.9 Reradiating Surfaces

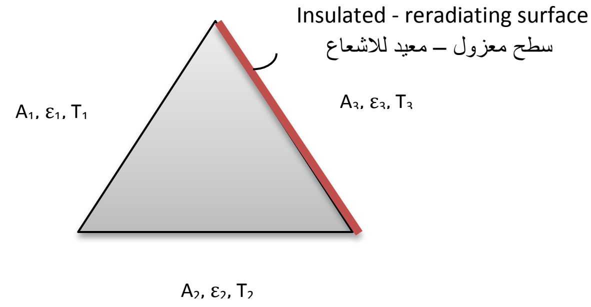
A surface that reradiate all the incident radiation and has zero net transfer ($q_i = 0$) is known to be a ***reradiating surface***. It is closely approached by a perfectly insulated surface on one side and only radiation occurs on the other side. These surfaces have zero emission and therefore $G_i = J_i = E_{bi}$.

Let us consider a three surface enclosure having one of its surfaces insulated as shown in Figure 7.21.

7.10.9 اسطح اعادة الاشعاع

يُطلق اسم ***سطح اعادة الاشعاع*** على السطح الذي يعيد حزمة الاشعاع الساقطة عليه بدون حصول اي انتقال حرارة ($q_i = 0$). والاقرب الى هذا هو السطح الذي يكون احد جانبيه معزولاً تماماً, بينما تحصل عمليات الاشعاع على الجانب الآخر. وتمتاز هذه الاسطح بعدم وجود انبعاث اشعاعي, اي ان ($G_i = J_i = E_{bi}$).

لنتخذ حيزاً مغلقاً له ثلاثة اسطح, حيث ان احد اسطحه معزول حرارياً كما هو موضح في الشكل 7.21.



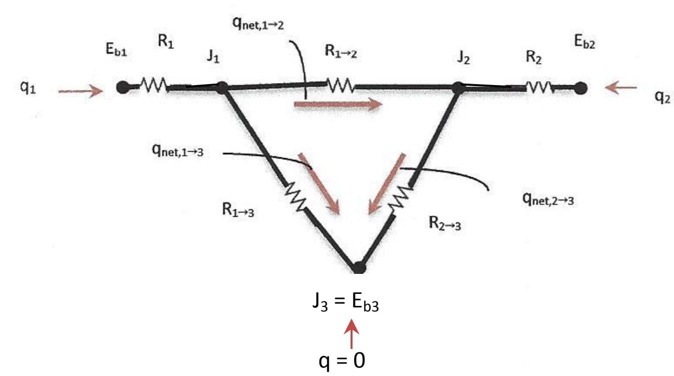


Figure 7.22 الشكل

A three surface enclosure with a reradiating surface
حيز له ثلاثة اسطح ويتضمن سطح اعادة الاشعاع

Comparing Figure 7.21 with Figure 7.22, we note that the network of example 7.9 includes a black surface which has a zero surface resistance, $R_3 = 0$, but heat q_3 is supplied to node (J_3). While the network in Figure 7.22 includes an insulated-reradiating surface with $R_3 = 0$ and $q_3 = 0$ and therefore $q_1 = - q_2$. Note that this network is a simple series – parallel connection of resistances and can be represented by the expression:

عند مقارنة الشكل 7.21 مع الشكل 7.22 نلاحظ ان شبكة المثال 7.9 تشمل سطحاً اسوداً مقاومته تساوي صفراً, اي ان $(R_3 = 0)$, لكن السطح يستلم حرارة مقدارها (q_3) خلال العقدة (J_3). بينما تشمل شبكة الشكل 7.22 سطحاً معزولاً مقاومته تساوي صفراً $(R_3 = 0)$ وبدون تبادل حراري, اي ان $(q_3 = 0)$, وبالتالي $(q_1 = - q_2)$. وتجدر الملاحظة بأن هذه الشبكة هي عبارة عن مقاومات مربوطة على التوالي والتوازي, ويمكن تمثيلها بالمعادلة:

$$q_1 = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{R_1 + R_T + R2} \tag{7.61}$$

where R_T is the total of the resistance in parallel expressed as

حيث يمثل (R_T) المقاومة الكلية للمقاومات المربوطة على التوازي, وتعطى بالصيغة

$$\frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_{1\to2}} + \frac{1}{R_{1-3} + R_{2-3}}$$

$$R_T = \frac{1}{\frac{1}{R_{1\to2}} + [\,R_{1\to3} + R_{3\to2}]^{-1}} \tag{7.62}$$

Combining equations (7.61), (7.62) and (7.58) gives

وبدمج المعادلات (7.61) و (7.62) و (7.58) ينتج

$$q_1 = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{R_1 + R_T + R2} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{R_1 + \frac{1}{\frac{1}{R_{1\to2}} + [\,R_{1\to3} + R_{2\to3}]^{-1}} + R2}$$

$$q_1 = -q_2 = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1-\varepsilon_1}{A_1\varepsilon_1} + \frac{1}{A_1F_{1\to2} + (\frac{1}{A_1F_{1\to3}} + \frac{1}{A_2F_{2\to3}})^{-1}} + \frac{1-\varepsilon_2}{A_2\varepsilon_2}} \tag{7.63}$$

Once q_1 and q_2 are evaluated, J_1 and J_2 can be determined by applying equation (7.46). The radiosity of the reradiating surface J_3 may be determined by conducting a radiation balance for this node as follows

وبعد تقييم كل من (q_1) و (q_2) يمكن تطبيق المعادلة (7.46) لحساب (J_1) و (J_2). ونستطيع تقدير قيمة الريديوستي لسطح اعادة الاشعاع (J_3) باجراء موازنة للاشعاع الحراري لهذه العقدة كالآتي

$$\frac{J_1 - J_3}{(\frac{1}{A_1F_{1\to3}})} + \frac{J_2 - J_3}{(\frac{1}{A_2F_{2\to3}})} = 0 \tag{7.64}$$

The temperature of the reradiating surface T_3 may be determined from $E_{3b} = J_3 = \sigma T_3$.

كمـــا يمكـــن تقيـــيم درجـــة حـــرارة الســـطح (T_3) مـــن ($E_{3b} = J_3 = \sigma T_3$).

Example 7.10

المثال 7.10

A long equilateral triangular-heating duct having a heated surface maintained at T_1 = 1000 K, the second at T_2 = 650 K and the third one is perfectly insulated. The width of each side is 0.75-m. If the emissivities of the two hot surfaces ε_1 = 0.82 and ε_2 = 0.45, determine the amount of heat per unit length that must be supplied to the side q_1 to keep its temperature at T_1 = 1000 K, and estimate the temperature of the insulated surface T_3.

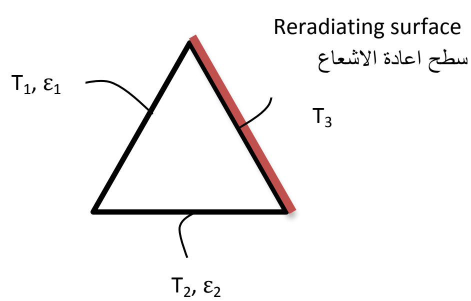
قناة مثلثة المقطع طويلة تستخدم للتسخين,حيث كانت درجة حرارة سطحها الساخن (T_1 = 1000 K) ودرجة حرارة السطح الثاني (T_2 = 650 K), وكان السطح الثالث معزولاً تماماً. فاذا علمت ان عرض كل جانب من اسطحها يساوي (0.75-m) وان قـيم الانبعاثيـة للسـطحين السـاخنين (ε_1 = 0.82) و (ε_2 = 0.45), اوجد كمية الحرارة لكل وحدة طول اللازم تزويدها الى السطح الاول (q_1) لابقاء درجة حرارته عند (T_1 = 1000 K), ثم احسب درجة حرارة السطح المعزول (T_3).

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



T_1 = 1000 K, T_2 = 650 K, ε_1 = 0.82, ε_2 = 0.45, w = 0.75 m, L = 1 m
$\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ W/m^2.K^4

Find:

المطلوب ايجاده:

1. The heat supplied to the heated surface per unit length.
2. The temperature of the reradiating surface T_3.

1. كمية الحرارة المجهزة الى السطح الساخن لكل وحدة طول.
2. درجة حرارة سطح اعادة الاشعاع (T_3).

Assumptions:

1. Surfaces are opaque, gray and diffuse.
2. Radiosity of each surface is uniform.
3. Steady state conditions prevail.
4. Convection is negligible.

الافتراضات:

1. الاسطح غير شفافة, رمادية وناشرة للاشعاع.
2. الرديوستي لكل سطح منتظمة وثابتة.
3. حالة الاستقرار سائدة.
4. الحمل الحراري مهمل.

Analysis:

1. The resistance network for this problem is the same as in Figure 7.22 with surface 3 is the reradiating surface. we apply equation (7.63) to find the net rate of radiative heat transfer per unit length q_1/L,

التحليلات:

5. ان مخطط شبكة المقاومات هو مماثل للشكل 7,22. وباعتبار السطح 3 كسطح لاعادة الاشعاع, نطبق المعادلة (7.63) لايجاد المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع لكل وحدة طول (q_1/L),

$$q_1 = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1-\varepsilon_1}{A_1\varepsilon_1} + \frac{1}{A_1F_{1\to2} + \left(\frac{1}{A_1F_{1\to3}} + \frac{1}{A_2F_{2\to3}}\right)^{-1}} + \frac{1-\varepsilon_2}{A_2\varepsilon_2}} \quad \text{(Eqn. 7.63)}$$

$A_1 = A_2 = w.L = 0.75 \times 1 = 0.75\ m^2$, $E_{b1} = \sigma T_1^4$, $E_{b2} = \sigma T_2^4$

$F_{12} = F_{13} = F_{23} = 0.5$ (equilateral triangular enclosure)

Hence:

$$q_1 = \frac{5.67 \times 10^{-8} \times 1000^4 - 5.67 \times 10^{-8} \times 650^4}{\frac{1-0.82}{0.75 \times 0.82} + \frac{1}{0.75 \times 0.5 + \left(\frac{1}{0.75 \times 0.5} + \frac{1}{0.75 \times 0.5}\right)^{-1}} + \frac{1-0.45}{0.75 \times 0.45}} = 12{,}591.218\ W$$

$q_1/L = q/1\ m = $ = <u>12.591 kW/m</u>

2. To determine the temperature of the reradiating surface T_3, we need first to calculate the radiosity (J_3), which can be estimated from the radiation balance equation (7.64),

6. لتقدير قيمة درجة الحرارة (T_3), نحسب اولاً الريديوستي (J_3) التي يمكن تقيمها من معادلة موازنة الاشعاع المرقمة (7.64),

$$\frac{J_1 - J_3}{\left(\frac{1}{A_1F_{1\to3}}\right)} + \frac{J_2 - J_3}{\left(\frac{1}{A_2F_{2\to3}}\right)} = 0 \quad \text{(Eqn. 7.64)}$$

$$J_1 = E_{b1} - \frac{1-\varepsilon_1}{A_1\varepsilon_1}\, q_1 \quad \text{(Eqn.7.46)}$$

$J_1 = 5.67 \times 10^{-8} \times 1000^4 - \frac{1-0.82}{0.75 \times 0.82} \times 12591.218 = 53,014.767 \ W/m^2$

$J_2 = E_{b2} - \frac{1-\varepsilon_2}{A_2\varepsilon_2} q_2 = 5.67 \times 10^{-8} \times 650^4 - \frac{1-0.45}{0.75 \times 0.45} \times (-12591.218) = 30,640.325 \ W/m^2$

Substituting: وبالتعويض:

$$\frac{53014.767 - J_3}{\left(\frac{1}{0.75 \times 0.5}\right)} + \frac{30640.325 - J_3}{\left(\frac{1}{0.75 \times 0.5}\right)} = 0$$

$J_3 = 41,830.160 \ W/m^2$

$J_3 = E_{b3} = \sigma T_3^4$

$41830.160 = 5.67 \times 10^{-8} \times T_3^4$

$T_3 =$ 926.779 K

Comments:

1. The solution is independent of the emissivity of the reradiating surface.
2. The net rate of heat transfer per unit length may also be evaluated in W/m by using the width w instead of the area A in equation (7.63).
3. The problem can be shoved by the direct method by setting up three expressions based on equation (7.60).

الملاحظات:

1. نلاحظ بأن الحل لا يعتمد على انبعاثية سطح اعادة الاشعاع.
2. يمكننا حساب المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع لكل وحدة طول بالوحدات (W/m) مباشرة باستخدام العرض (w) بدلاً من المساحة (A) في المعادلة (7.63).
3. نستطيع حل المسألة باستخدام طريقة الحل المباشر حيث يُصاغ ثلاث علاقات بموجب المعادلة (7.60).

7.10.10 Radiation Shields

A ***radiation shield*** is made from a sheet of low emissivity-reflective material. If a shield is placed between two surfaces, it will reduce the net radiative transfer by introducing an additional resistance to the system. The extra resistance depends on the emissivity value of the surfaces. For example, a thin aluminum sheet with a surface emissivity of 0.05 add a resistance per unit area ($1 \ m^2$) on each side, which is

7.10.10 حواجز الاشعاع

يُصنع ***حاجز الاشعاع*** من صفيحة لمادة عاكسة للاشعاع لها انبعاثية منخفضة المقدار. فاذا وُضع الحاجز بين سطحين فإنه سيضيف مقاومة حرارية تسبب نقصان الاشعاع الحراري الصافي المتنقل بين السطحين. وتعتمد المقاومة الاضافية على مقدار الانبعاثية لسطحي الحاجز, فعلى سبيل المثال, تمنح وحدة المساحة ($1 \ m^2$) لصفيحة رقيقة من الالمنيوم, انبعاثيتها (0.05), مقاومة حرارية لكل جانب مقدارها

$$R_{shield} = \frac{1-\varepsilon_{shield}}{A_{shield}\,\varepsilon_{shield}} = (1- 0.05)/(1 \times 0.05) = 19$$

which is quite high compared to emitting surfaces and will reduce the net radiation effectively.

حيث تُعد هذه المقاومة عالية المقدار مقارنة بمقاومات الاسطح المشعة بانبعاثية عالية, وانها ستقلل من صافي الاشعاع المتنقل بشكل فعال.

The net radiative heat transfer between two large parallel plates is given by equation (7.52). However, adding the extra shield resistances, the network will become as shown in Figure 7.23.

تمنح المعادلة (7.52) طريقة لحساب انتقال الاشعاع الصافي بين صفحتين كبيرتين متوازيتين, لكن اضافة مقاومة الحاجز ستغير شبكة مقاومات الاشعاع لتصبح كما هو مبين في الشكل 7.23.

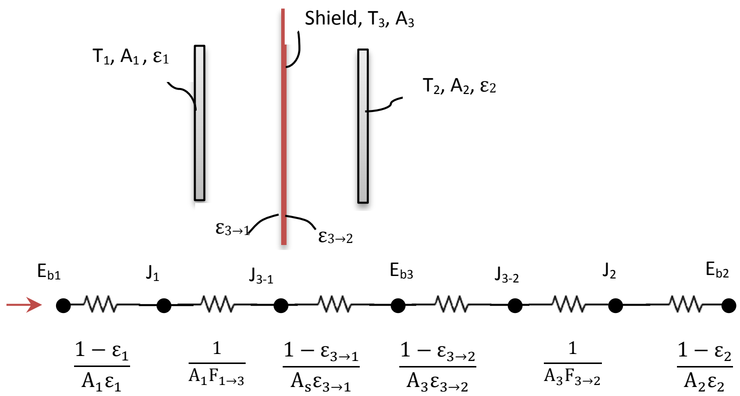


Figure 7.23

The network for two large parallel plates with a radiation shield

مخطط شبكة المقاومات لصفيحتين كبيرتين متوازيتين مع حاجز الاشعاع بينهما

The net radiation exchange for figure 7.23 is expressed as

وتُصاغ معادلة حساب تبادل الاشعاع الصافي في الشكل 7.23 كالآتي

$$q_{1\rightarrow 2,\,shield} = \frac{E_{b1}-E_{b2}}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1}+\frac{1}{A_1F_{1\rightarrow 2}}+\frac{1-\varepsilon_{3\rightarrow 1}}{\varepsilon_{3\rightarrow 1}A_3}+\frac{1-\varepsilon_{3\rightarrow 2}}{\varepsilon_{3\rightarrow 2}A_3}+\frac{1}{A_3F_{3\rightarrow 2}}+\frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}} \qquad (7.65)$$

If $F_{1\to3} = F_{3\to2} = 1$ and $A_1 = A_2 = A_3 = A$ for parallel plates, equation (7.65) becomes

واذا كان ($F_{1\to3} = F_{3\to2} = 1$ and $A_1 = A_2 = A_3 = A$) لصفيحتين متوازيتين, تُختزل المعادلة (7.65) الى

$$q_{1\to2,\ \text{shield}} = \frac{A\,(E_{b1} - E_{b2})}{\left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_{3\to1}} + \frac{1}{\varepsilon_{3\to2}} - 1\right)} \qquad (7.66)$$

Multilayer shields are common in ***cryogenic*** and space applications; a typical multilayer shield is constructed from 20 thin sheets per cm separated by vacuum. For N shields with equal surface emissivities, it can easily be shown that

تجدر الاشارة هنا الى ان ***الحواجز متعددة الطبقات*** هي شائعة الاستعمال في تصنيع اجهزة ***التبريد الفائق*** وكذلك في تطبيقات الفضاء. حيث يمثل الحاجز المكون من 20 صفيحة رقيقة في السينتمتر الواحد والذي يحتوي فراغاً يفصل بين الصفائح نموذجاً لهذا النوع من الحواجز. ويمكن التوصل الى حقيقة أن المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع لحواجز لها نفس الانبعاثية وعددها (N) يعطى من

$$q_{1\to2,\ N\ \text{shield}} = \frac{1}{N+1}\, q_{1\to2,\ \text{no shields}} \qquad (7.67)$$

Example 7.11

المثال 7.11

Two large parallel plates are at uniform temperatures $T_1 = 900$ K and $T_2 = 600$ K. A radiation shield made of a thin-reflective sheet of metal, having an emissivity of 0.08 on both sides, is placed between the plates. If the emissivities of the plates are $\varepsilon_1 = 0.25$ and $\varepsilon_2 = 0.80$, determine the net rate of radiative heat transfer per unit area that occurs between the two plates.

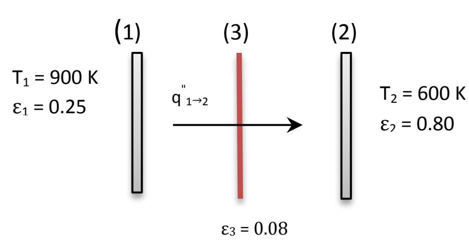
ثُبتت درجة حرارة لوحين كبيرتين متوازيتين عند ($T_1 = 900$ K) و ($T_2 = 600$ K). وقد وُضع بين اللوحين حاجز اشعاع مصنوع من صفحية رقيقة انبعاثية سطحيها (0.08). فاذا كانت قيم انبعاثية اللوحين ($\varepsilon_1 = 0.25$) و ($\varepsilon_2 = 0.80$), احسب المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع لكل وحدة مساحة الذي يحدث بين الصفيحتين.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



$\sigma = 5.67 \times 10^{-8}\ W/m^2 . K^4$

Find:

The net rate of radiative heat transfer per unit area $q''_{1\rightarrow2}$ in W/m^2

المطلوب ايجاده:

المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع لكل وحدة مساحة ($q''_{1\rightarrow2}$) بالوحدات (W/m^2)

Assumptions:

1. The plate surfaces are opaque, diffuse and gray.
2. Conduction resistance of radiation shield is negligible.
3. Convection between the plates is negligible.

الافتراضات:

1. سطحا اللوحين رماديان وناشران وغير شفافين.
2. تُهمل مقاومة التوصيل الحراري لحاجز الاشعاع.
3. يُهمل الحمل الحراري بين اللوحين.

Analysis:

Applying equation (7.66),

التحليلات:

نطبق المعادلة (7.66),

$$q_{1\rightarrow2,\,\text{shield}} = \frac{A\,(E_{b1} - E_{b2})}{\left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_{3\rightarrow1}} + \frac{1}{\varepsilon_{3\rightarrow2}} - 1\right)} \qquad \text{(Eqn. 7.66)}$$

$\varepsilon_{3\rightarrow1} = \varepsilon_{3\rightarrow2} = \varepsilon_3 = 0.08$

$$q_{1\rightarrow2,\,\text{shield}}/A = \frac{\sigma\,(T_1^4 - T_2^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{1}{\varepsilon_3} - 1\right)}$$

$$q''_{1\rightarrow2,\,\text{shield}} = \frac{5.67 \times 10^{-8}\,(900^4 - 600^4)}{\left(\frac{1}{0.25} + \frac{1}{0.8} - 1\right) + \left(\frac{1}{0.08} + \frac{1}{0.08} - 1\right)}$$

$q''_{1\rightarrow2,\,\text{shield}} = \underline{1056.727\ \text{W/m}^2}$

Comments:

Equation (7.65) may be applied to cylindrical shields placed between two concentric tubes. The areas will be the surface area of each tube and the area of the cylindrical shield, given by $A_s = \pi D L$.

الملاحظات:

يمكن تطبيق المعادلة (7.65) على الحواجز اسطوانية الشكل المثبتة بين انبوبين متمركزين, وتكون المساحات في هذه الحالة هي المساحات السطحية لكل انبوب وللحاجز والتي تُعطى من ($A_s = \pi D L$).

Exercise:

Calculate the net rate of radiative heat transfer per unit area with out the shield and compare the results to the value obtained in example 7.11.

تمرين:

احسب المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع لكل وحدة مساحة بدون حاجز الاشعاع وقارن النتيجة بنتيجة المثال 7.11.

7.11 Combined Radiation and Convection

7.11 الاشعاع والحمل الحراري في آن معاً

So far, we considered radiative exchange between surfaces under conditions of pure radiation. Normally, convection and conduction may also exist and play part in the evaluation of the total heat transfer rate. However, in many industrial applications, conduction may be neglected and the net rate of total heat transfer q_{total} will be the sum of radiation q_{rad} and convection q_{conv}, thus

درسنا فيما مضى تبادل الاشعاع بين الاسطح في ظل ظروف الاشعاع الحراري فقط, ولكن واقعياً ربما يكون هناك ايضاً وجود للحمل الحراري والتوصيل, وكل منهما قد يلعب دوراً في تقييم انتقال الحرارة الاجمالي. الا ان تأثير التوصيل الحراري في التطبيقات الصناعية يكون اقل اهمية بحيث يمكن اهماله. وباهماله يصبح المعدل الصافي لانتقال الحرارة الاجمالي (q_{total}) مساوياً الى مجموع الاشعاع (q_{rad}) والحمل الحراري (q_{conv}), اي ان

$$q_{total} = q_{rad} + q_{conv} \qquad (7.68)$$

For radiation from a surface, $q_{i,\,rad}$ is determined from equation (7.46) or (7.53), and for radiative exchange in a two-surface ***enclosure***, it may be determined from equation (7.52). In some equipment such as an insulated tubular gas heater, the rate of radiative heat transfer from the wall to the gas is simply expressed by Stefan-Boltzmann law $\sigma\ A_s\ [\varepsilon\ (T_s^4) - (\alpha_{gas}\ T_{gas}^4)]$. Convection is obviously estimated by Newton's cooling law.

يمكننا تحديد الاشعاع الصادر من سطح معين ($q_{i,\,rad}$) باستخدام احدى المعادلتين (7.46) او (7.53), كما يمكن تقييم تبادل الاشعاع بين سطحين لجداري ***حيز مغلق*** بواسطة المعادلة (7.52). وفيما يخص بعض المعدات الصناعية كسخان الهواء الانبوبي المعزول حرارياً, يُحسب معدل انتقال الحرارة بالاشعاع من السطح الداخلي الى الغاز الجاري بواسطة قانون ستيفان وبولتزمان, اي $[\sigma\ A_s\ [\varepsilon\ (T_s^4) - (\alpha_{gas}\ T_{gas}^4)]]$, وبطبيعة الحال يتم تقدير الحمل الحراري باستخدام قانون نيوتن للتبريد.

Another radiation-convection situation is the temperature measurement of a fluid flowing in a tube. The ***thermocouple*** registers erroneous reading unless the radiation effect is considered. In fact the instrument reads a temperature that falls between the fluid and the surface.

هنالك حالة أخرى تخص تزامن الاشعاع والحمل الحراري هي قياس درجة الحرارة المائع الذي يجري في انبوب معين. حيث يسجل ***المزدوج الحراري*** قراءة خاطئة ما لم يُؤخذ بعين الاعتبار تأثير الاشعاع الحراري. وفي واقع الحال, تُظهر آلة القياس درجة حرارة تتراوح بين درجة حرارة المائع ودرجة حرارة السطح.

To account for the radiation effect, we consider a thermocouple used to measure the fluid temperature T_f inside a tube, as shown in Figure 7.24.

ولمراعاة تاثير الاشعاع في الحسابات, نتخذ المنظومة في الشكل 7.24 التي تشمل مزدوجاً حرارياً لقياس درجة حرارة المائع (T_f).

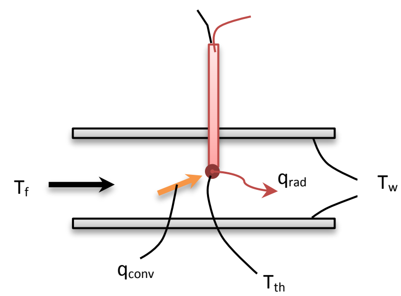


Figure 7.24 الشكل

A thermocouple sensing the temperature of a fluid in a tube

مزدوج حراري يقرأ درجة حرارة المائع الجاري في انبوب ما

In this case, the fluid temperature is higher than the wall temperature of the tube T_w. The temperature measured by the thermocouple junction T_{th} is registered at steady state when the heat transferred to the ***thermocouple junction*** by convection is balanced by the heat lost by radiation,

ففي هذه الحالة, تكون درجة حرارة المائع اعلى من درجة حرارة الجدار (T_w). يتم تسجيل درجة الحرارة المقاسة (T_{th}) عند بلوغ حالة الاستقرار, اي عند توازن الحرارة المكتسبة بالحمل الحراري والحرارة المفقودة بالاشعاع في ***وصلة التحسس للمزدوج الحراري***,

$$q_{conv} = q_{rad} \qquad (W)$$

or:

$$q''_{conv} = q''_{rad} \qquad (W/m^2)$$

$$h\,(T_f - T_{th}) = \varepsilon_{th}\,\sigma\,(T_{th}^4 - T_w^4)$$

$$T_f = T_{th} + \frac{\varepsilon_{th}\,\sigma\,(T_{th}^4 - T_w^4)}{h} \qquad (K) \qquad (7.69)$$

where ε_{th} is the emissivity of the thermocouple junction, and h is the convection heat transfer coefficient.

حيث ان الرمز (ε_{th}) هو انبعاثية الوصلة, و (h) معامل انتقال الحرارة بالحمل.

The term $[\frac{\varepsilon_{th}\ \sigma\ (T_{th}^4 - T_w^4)}{h}]$ represents the correction due to the radiation effect. If the emissivity of the junction is high and the heat transfer coefficient is low, the radiation effect can be quite significant. In this case, a radiation shield should be used, or coating the junction with a layer of low emissivity material. Therefore, it may be necessary to protect measuring devices from direct sunlight when used to measure atmospheric temperature, or take the meadurement in the shade.

ويمثل الحد $[\frac{\varepsilon_{th}\ \sigma\ (T_{th}^4 - T_w^4)}{h}]$ مقدار التصحيح لتأثير الاشعاع, فاذا كانت انبعاثية وصلة المزدوج الحراري مرتفعة المقدار وكان معامل انتقال الحرارة منخفض المقدار, يصبح تأثير الاشعاع مهماً للغاية, حيث يستحسن في هذه الحالة استخدام حاجز للاشعاع او طلاء الوصلة بمادة منخفضة الانبعاثية. ولهذا السبب يجب حماية آلة القياس من اشعة الشمس المباشرة عند استخدامها لقياس درجة حرارة الجو, او اجراء القياس في الظل.

Example 7.12

المثال 7.12

The temperature of a gas flowing inside a tube whose walls are maintained at 227°C is measured by a thermocouple. The temperature recorded by the thermocouple is 427°C. If the emissivity of the thermocouple junction is assumed to be 0.65 and the convection heat transfer coefficient to be 90 W/m^2.K, determine the temperature of the gas.

تُقاس درجة حرارة غاز يجري في انبوب درجة حرارة جداره (227°C) بواسطة مزدوج حراري. فاذا علمت ان درجة الحرارة المسجلة التي يظهرها المزدوج تساوي (427°C), وان انبعاثية وصلة المزدوج الحراري (0.65), ومقدار معامل انتقال الحرارة بالحمل هو (90 W/m^2.K), حدد درجة حرارة الغاز.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

T_w = 227 + 273 = 500 K, T_{th} = 427 + 273 = 700 K, ε_{th} = 0.65,
h = 90 W/m^2.K, σ = 5.67x 10^{-8} W/m^2. K^4

Find:

المطلوب ايجاده:

The temperature of the gas T_f

درجة حرارة الغاز (T_f)

Assumptions:

الافتراضات:

1. The surfaces of the tube and thermocouple are opaque, gray and diffuse.

1. سطحا الانبوب ووصلة المزدوج الحراري هما سطحان معتمان, رماديان وناشران للاشعاع.

2. Steady state conditions prevail.

2. حالة الاستقرارهي الحالة السائدة.

Analysis:

التحليلات:

Applying equation (7.69),

نطبق المعادلة (7.69),

$$T_f = T_{th} + \frac{\varepsilon_{th}\, \sigma\, (T_{th}^4 - T_w^4)}{h} \quad (K) \qquad (7.69)$$

$$T_f = 700 + \frac{0.65 \times 5.67 \times 10^{-8}\ (700^4 - 500^4)}{90} = 772.727\ K$$

T_f = 727.727 -273 = <u>499.727°C</u>

Comments:

1. The radiation effect causes a temperature difference of 72.727°C which is also equal to 72.727 K.
2. This method can also be applied to an insulated tubular-air heater. In this case, the heat transfer coefficient h is determined by the relevant equations of forced convection.
3. If two surfaces are involved in the radiation exchange, equation (7.52) can be applied instead of the Stefan-Boltzmann equation.

الملاحظات:

1. يسبب تأثير الاشعاع فرق بدرجة الحرارة مقداره (72.727°C) الذي يساوي ايضاً (72.727 K).
2. يمكن تطبيق هذه الطريقة للتحليلات المتعلقة بسخان هواء انبوبي الشكل , ففي هذه الحالة يتم تقدير معامل انتقال الحرارة باستخدام معادلات الحمل الحراري القسري ذات الصلة.
3. اذا شملت المنظومة تبادل الاشعاع بين سطحين فيمكن تُطبق المعادلة (7.52) بدلاً من معادلة ستيفان - بولتزمان لانجاز الحل.

Exercise:

Air at 1 atm is heated by a tubular heater at a mass flow rate of 0.012 kg/s. The heater is 3-cm in diameter having an insulated surface with a temperature of 800°C. If the emissivity of the heater surface is 0.81, determine the mean air temperature. Assume the following values for properties of air:

تمرين:

يُسخن الهواء بواسطة سخان انبوبي الشكل بمعدل جريان كتلي مقداره (0.012 kg/s). فاذا كان قطر السخان (3-cm) وكانت درجة حرارة سطحه المعزول حرارياً (800°C) وانبعاثية سطحه الداخلي (0.81), اوجد متوسط درجة حرارة الهواء. افترض المقادير الآتية لخواص الهواء:

k = 0.037 W/m.K, $\mu = 2.25 \times 10^{-5}$ N.s/m^2, C_p = 1.013 kJ/kg.K, Pr = 0.7

($Re_D = \frac{\dot{m}\, D}{A_c\, \mu}$) , find h, then apply heat balance at steady state.

7.12 Gas radiation

In our previous discussion, we considered that the medium inside an enclosure does not interfere with the process of radiative exchange. However, the presence of some gases, such as carbon dioxide, water vapor, sulfur dioxide and methane, may affect the heat exchange. These gases emit and absorb thermal radiation according to temperature, ***path length***, partial pressure and total pressure. These parameters define the total emissivity of the gas ε_g. Note that the spectral emission from gases depends on the *spectral gas emissivity* $\varepsilon_{\lambda g}$. However, in realistic circumstances, gases emit within ***wavelength bands***, for example carbon dioxide emits mainly within the bands around 2.7μ, 4.3 μ, 9.4 μ. 10.4 μ and 15μ. Certain gases are non-radiating, such as nitrogen and oxygen, these have zero emission and absorption for any type of thermal radiation. The field of gas radiation is particularly important in the design of industrial furnaces where combustion gases are present in the enclosure. Also, space and military applications often require analysis and estimation of thermal radiation from atmospheric gases.

The determination of the radiative heat flux from gases is quite complex due to the spectral and directional nature of gas radiation. However, ***Hottel*** [12] developed a simplified method to evaluate radiation emission from a hemispherical gas mass heated at the center of the hemisphere's base. He used the following expression to calculate the emission of radiation from the gas to a unit surface area:

7.12 الاشعاع الصادر من الغازات

كنا قد اعتمدنا في المناقشات السابقة على ان الوسط داخل الحيز المحاط بأسطح مشعة لا يشترك في عملية تبادل الاشعاع الحراري. الا ان وجود بعض الغازات, مثل ثاني اوكسيد الكاربون او بخار الماء او ثاني أكسيد الكبريت او الميثان, قد يؤثر في عملية التبادل الحراري, لان هذه الغازات تبعث وتمتص الاشعاع الحراري وفقاً لمقدار كل من درجة الحرارة, و ***طول المسار***, والضغط الجزئي للغاز, والضغط الكلي المسلط على الغاز. وان قيم هذه المَعلَمات يحدد قيمة الانبعاثية الاجمالية للغاز (ε_g). وتجدر الاشارة هنا الى ان الاشعاع الطيفي الصادر من الغاز يعتمد على قيمة الانبعاثية الطيفية للغاز ($\varepsilon_{\lambda g}$), ومع ذلك, ففي الظروف الواقعية ينبعث الاشعاع من الغازات ضمن ***حزم موجية*** , فعلى سبيل المثال, ينبعث الاشعاع الحراري من غاز ثاني اوكسيد الكاربون ضمن الحزم التي تتوسطها الاطوال الموجية (2.7μ) و (4.3μ) و (9.4μ) و (10.4μ) و (15μ). وتُعد بعض الغازات الاخرى غازات غير مشعة, مثل النايتروجين والاوكسجين, حيث لا ينبعث اي نوع من الاشعاع الحراري منها, ولا تقوم بامتصاص الاشعاع ايضاً. ان مجال الإشعاع الحراري من الغازت مهم بشكل خاص في تصميم الأفران الصناعية حيث تتواجد غازات الاحتراق في اجوائها الداخلية, وكذلك غالبا ما تتطلب التطبيقات الفضائية والعسكرية تحليلات لتقدير الاشعاع الحراري الصادر من غازات الغلاف الجوي.

تُعد عملية تقييم فيض الاشعاع الحراري من الغاز عملية معقدة بسبب طبيعة الاشعاع الطيفية - الاتجاهية, لكن الباحث ***هوتل*** [12] طور طريقة مبسطة لتقدير كمية الاشعاع المنبعث من كتلة غاز على هيئة قبة نصف كروية يكون مركز قاعدتها مصدر لانبعاث الحرارة, وقد استخدم المعادلة الآتية لحساب الاشعاع المنبعث من الغاز والمتجه الى وحدة المساحة لسطح معين:

$$E_{gas} = \varepsilon_g \, \sigma \, T_{gas}^4 \qquad (7.70)$$

where E_{gas} (W/m^2) is the ***emissive power of the gas***, and T_{gas} (K) is the temperature of the gas. The values of the gas emissivity for some of the combustion gases are available in a graphical form. The popular ***Hottel charts***, particularly for CO_2 and H_2O vapor, are commonly used in engineering calculations. The charts are plots of measured emissivity values as a function of gas temperature T_{gas}, partial pressure p_{gas}, total pressure P and the radius of the gas hemisphere under study L. Figure 7.25 shows samples of the Hotel chart for carbon dioxide and water vapor at atmospheric pressure. Hottel considered the product $p_{gas}L$ as a single variable having the units of ft.atm. For a mixture of CO_2 and water vapor (H_2O), a correction factors may be used to determine the higher pressure effect, and another correction factor to evaluate a gas mixture emissivity. More information about gas radiation analysis is available in references [7], [13] and [14].

حيث يمثل الرمز (E_{gas}) ***القدرة الانبعاثية للغاز*** بوحدات (W/m^2) و (T_{gas}) درجة حرارة الغاز بالوحدات (K). تتوفر قيم انبعاثية بعض غازات الاحتراق على هيئة مخططات بيانية, حيث ان ***مخططات هوتل*** لغاز ثاني اوكسيد الكاربون (CO_2) وبخار الماء (H_2O) شائعة الاستخدام في الحسابات الهندسية. تمثل المخططات رسم قيم الانبعاثية المقاسة كدالة لكل من درجة حرارة الغاز (T_{gas}) و ضغطه الجزئي (p_{gas}) والضغط الكلي المسلط على الغاز (P) ونصف قطر الشكل نصف الكروي للغاز قيد الدراسة (L). يبين الشكل 7.25 نماذج لمخططات هوتل لكل من ثاني اوكسيد الكاربون وبخر الماء تحت تأثير الضغط الجوي. وقد اعتبر هوتل ($p_{gas}L$) متغير واحد يحمل الوحدات (ft.atm) بدلا من متغيرين اثنين. وقد تم استخدام عامل تصحيح لايجاد الانبعاثية عند الضغط العالي, وكذلك عامل تصحيح آخر لتقييم الانبعاثية لخليط من غاز (CO_2) وبخار الماء (H_2O). يتوفر للقارىء المزيد من المعلومات تخص تحليلات الاشعاع الحراري الصادر من الغازات في المصادر [7] و[13] و [14].

Emissivity data for other gases such as methane, sulfur dioxide and ammonia are generally based on theoretical formulations. ***M. Taki Al Kamil*** [15] conducted some actual measurements for these gases in 1976. The results revealed that the theoretical evaluation of gas emissivities is erroneous and more measurements are required to generate accurate data.

تستند قيم الانبعاثية المتوفرة لبعض الغازات كالميثان وثاني اوكسيد الكبريت الى المعادلات النظرية. وقد قام ***محمد تقي الكامل*** باجراء قياسات مختبرية لانبعاثية لكل من هذه الغازات في عام 1976 [15], حيث اظهرت نتائج البحث اختلافات بين القيم النظرية والقيم المقاسة مما يستوجب اجراء المزيد من البحث للحصول على معلومات مضبوطة ودقيقية.

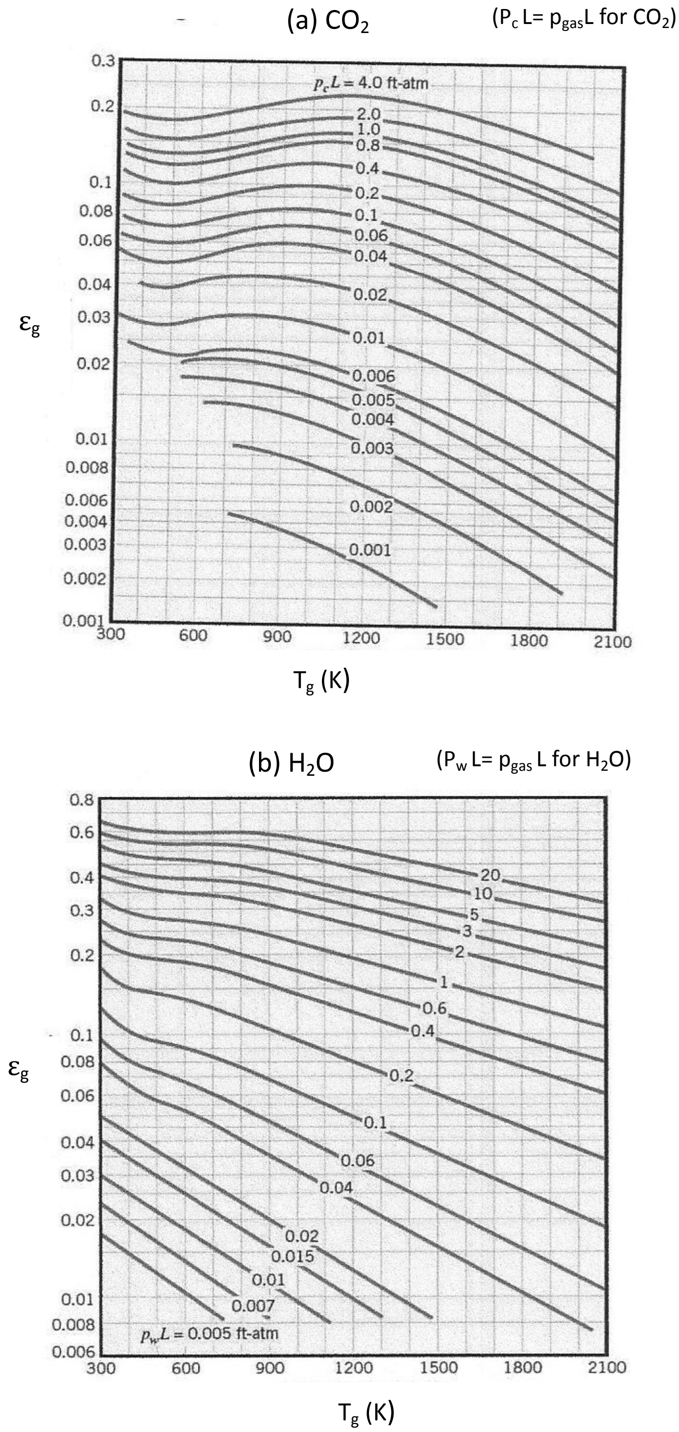


Figure 7.25 الشكل

Hottel charts [12] (a) Carbon dioxide (b) Water vapor

مخططات هوتل [12] (a) ثاني اوكسيد الكاربون (b) بخار الماء

7.13 Solar Radiation

The sun is the source of light and heat required to sustain life on our planet. Living organisms utilize sunlight in one way or another and in addition to the human and animal needs, sunlight is essential for plants survival. The sun emits radiation as a blackbody at approximately 5800 K. It is located 1.5×10^{11} m from earth and has a diameter of 1.39×10^{9} m. The solar radiation approaches the earth atmosphere at a rate of 1.74×10^{14} kW. The ***solar constant*** G_s used for solar energy applications has a value of 1353 W/m^2; it is defined in reference [4] as *the solar radiation flux incident on a surface normal to the sun's rays at the edge of the atmosphere when the earth is at its mean distance from the sun.* Sun light arrives to earth at an angle $< 90^o$; the angle depends on the ***latitude***, time of day and day of the year. Partial absorption of solar radiation occurs in the earth atmosphere by gases such as carbon dioxide, water vapor, oxygen and ozone. The amount of solar radiation absorbed depends on the ***zenith angle*** θ; smaller value of θ means longer path length and therefore greater absorption.

7.13 الاشعاع الشمسي

الشمس هي مصدر الضوء والحرارة اللازمة لاستمرار الحياة على الارض. حيث تستهلك الكائنات الحية ضوء الشمس بطريقة او بأخرى, وبالاضافة الى احتياجات البشر والحيوانات, يُعد ضوء الشمس ضرورياً لبقاء النباتات على قيد الحياة. تبعث الشمس اشعاعاً مكافئاً لاشعاع جسم اسود درجة حرارته (5800 K), وهي تقع على بعد (1.5×10^{11} m) من الارض ويبلغ قطرها (1.39×10^{9} m). يصل الاشعاع الشمسي الى الغلاف الجوي للارض بمعدل (1.74×10^{14} kW), حيث ان قيمة ***ثابت الاشعاع الشمسي*** (G_s) المستخدم في حسابات وتطبيقات الطاقة الشمسية تساوي (1353 W/m^2). وقد تم تعريف هذا الثابت في المصدر[4] على انه: *فيض الاشعاع الساقط على سطح معامد لاشعة الشمس في حافة الغلاف الجوي عندما تكون الارض عند متوسط بُعدها من الشمس*. يسقط الاشعاع الشمسي على سطح الارض بزاوية تقل عن (90^o), وتعتمد زاوية السقوط على كل من ***خط العرض*** والوقت في ذلك اليوم وعلى تأريخ اليوم في تلك لسنة. يحصل امتصاص جزء من الاشعاع الشمسي اثناء مروره بالغلاف الجوي بواسطة الغازات كثاني اوكسيد الكاربون وبخار الماء والاوكسجين والاوزون, وتعتمد كمية الاشعاع الممتصة على ***زاوية السمت*** (θ), حيث تمنح الزاوية الصغيرة مساراً اطول وبالتالي امتصاص اكبر.

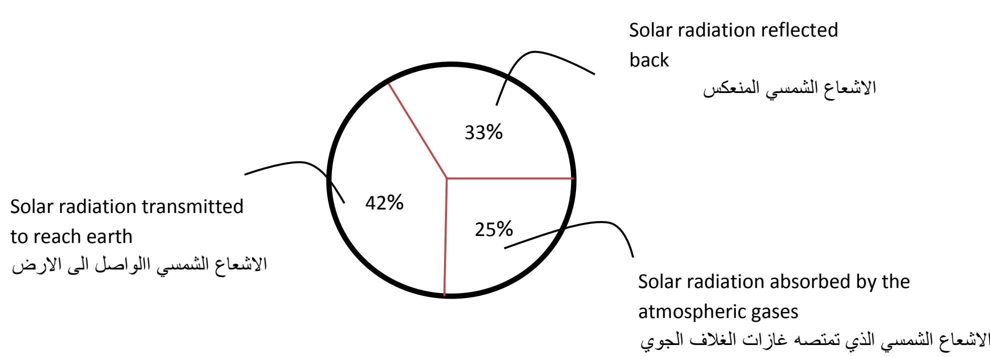


Figure 7.26 الشكل

Solar radiation distribution توزيع الاشعاع الشمسي

Solar radiation is also subject to reflection or scattering by particles of matter in the earth atmosphere. Figure 7.26 shows the solar distribution of solar radiation passing through the atmosphere.

ويتعرض ايضاً الاشعاع الشمسي الى الانعكاس او التشتت بواسطة جسيمات المادة الموجودة في الغلاف الجوي للارض. يبين الشكل 7.26 توزيع الاشعاع الشمسي اثناء مروره في الغلاف الجوي متجهاً الى الارض.

7.13.1 The Sun Temperature

7.13.1 درجة حرارة الشمس

The measured value of the solar constant G_s can be used to calculate the ***effective temperature of the sun*** T_{sun} by applying Stefan-Boltzmann law,

يمكننا استخدام القيمة المقاسة لثابت الاشعاع الشمسي (G_s) لحساب ***درجة حرارة الشمس الفعالة*** (T_{sun}) وذلك بتطبيق قانون ستيفان - بولتزمان,

$$(4\pi L^3)\, G_s = (4\pi R^2)\, \sigma T_{sun} \qquad (7.71)$$

where L is the distance from the center of the sun to the earth surface. Applying equation (7.71, gives an effective sun temperature value T_{sun} = 5762 K.

حيث ان (L) هو المسافة بين مركز الشمس وسطح الارض. يعطي تطبيق المعادلة (7.71) قيمة لدرجة حرارة الشمس الفعالة مساوية الى (T_{sun} = 5762 K).

The emissivity value of the atmosphere influenced by the presence of CO_2, H_2O, O_2 and O_3, has been a subject to extensive research [16, 17, 18]. However, it is convenient to consider the sky as a blackbody at a temperature known as the **sky effective temperature** T_{sky}, and then apply the Stefan-Boltzmann law to estimate the earth irradiation due to atmospheric emission G_{atm}, thus

تتأثرانبعاثية الغلاف الجوي بوجود الغازات مثل (CO_2, H_2O, O_2 ,O_3), ولا تزال الانبعاثية موضوع بحث مكثف [16,17, 18]. مع ذلك فمن الملائم ان نعتبر السماء كجسم اسود بدرجة حرارة تسمى ***درجة حرارة السماء الفعالة*** (T_{sky}) , ثم تقدير الاشعاع الصادر من الغلاف الجوي الواصل الى الارض (G_{atm}) بتطبيق قانون ستيفان - بولتزمان كما هو آت

$$G_{atm} = \sigma T_{sky}^4 \qquad (7.72)$$

The sky temperature may be estimated for a clear day by the following expression [19]:

ويمكن تقدير قيمة درجة حرارة السماء ليوم صافي بلا غيوم باستخدام المعادلة الآتية [19]:

$$T_{sky} = T_{atm}\,[0.711 + 0.0056\, T_{dew} + 7.3 \times 10^{-5}\, (T_{dew})^2 + 0.003 \cos(2\pi t/24)]^{1/4} \qquad (7.73)$$

T_{atm}= atmospheric temperature, T_{dew} = dew point. The sky temperature ranges from 230 K under clear sky conditions to around 285 K in a warm cloudy day.

(T_{atm}) هي درجة حرارة الجو, و(T_{dew}) هي درجة الندى. تتراوح درجة حرارة السماء بين (230 K) لليوم الصافي و (285 K) لليوم الغائم.

7.13.2 Incident Radiation on Earth

The total solar radiation incident on a surface on earth G_{solar} consists of two components; one is the ***direct solar radiation*** G_{direct} and the other is the ***diffuse solar radiation*** $G_{diffuse}$ which represent the scattered radiation in all direction (Figure 7.27).

7.3.2 الاشعاع الساقط على الارض

يتألف الاشعاع الشمسي الاجمالي الساقط عل سطح الارض (G_{solar}) من مكونين, احدهما ***الاشعاع الشمسي المباشر*** (G_{direct}) والآخر ***الاشعاع الشمسي الانتشاري*** ($G_{diffuse}$) الذي يمثل الاشعاع المشتت بجميع الاتجاهات, (انظر الشكل 7.27)

$$G_{solar} = G_{direct} \cos \theta + G_{diffuse} \qquad (7.74)$$

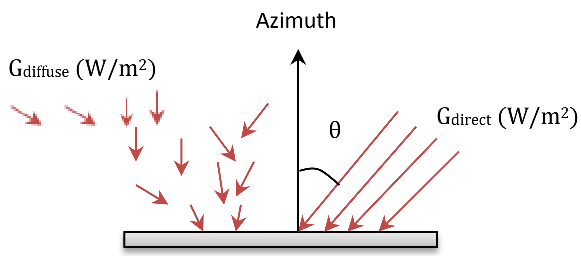


Figure 7.27 الشكل
Incident solar radiation on a surface
مكونات الاشعاع الشمسي الساقط على السطح

7.13.3 Spectral Distribution and Selective Absorbers

Solar radiation is mainly within the low wavelength visible region of the spectrum ranging from $\lambda = 0.2$ µm to $\lambda = 3$ µm. However, metal or other material surfaces emit thermal radiation at relatively higher wavelengths in the infrared region. As a result, materials used to absorb solar radiation may not conform to the gray body assumption. In other words, the absorptivity of the surface is not equal to the emissivity.
Values for solar absorptivity α_{solar} and infra red emissivity ε for some surfaces are presented in table 7.4.

7.13.3 التوزيع الطيفي للاشعاع وأسطح الامتصاص الانتقائية

يتميز الاشعاع الشمسي باطوال موجية منخفضة تتراوح بين ($\lambda = 0.2$ µm) و ($\lambda = 3$ µm), اي انه يقع بشكل اساسي ضمن منطقة الاشعة المرئية. الا ان اسطح المواد تبعث الاشعاع الحراري باطوال موجية عالية نسبياً تقع ضمن منطقة الاشعة تحت الحمراء. ونتيجة لذلك فإن المواد التي تمتص الاشعاع قد لا تتوافق مع الافتراض بأن الجسم هو جسم رمادي, اي بمعنى آخر ان قيمة امتصاصيتها في هذه الحالة لاتساوي انبعاثيتها, ويبين الجدول 7.4 قيم امتصاصية اشعة الشمس لبعض الاسطح (α_{solar}) وكذلك قيم انبيعاثية الاشعاع منها ضمن المنطقة تحت الحمراء (ε).

Table 7.4 الجدول

Solar absorptivity and emissivity of selected surfaces at room temperature

قيم الامتصاصية لاشعة الشمس والانبعاثية لبعض الاسطح المختارة عند درجة حرارة الجو

Surface	α_{solar}	ε
Copper-Polished	0.18	0.03
Copper- Tarnished	0.65	0.75
Aluminum-polished	0.09	0.03
Stainless steel-polished	0.37	0.60
Stainless steel-dull	0.50	0.21
Black chrome on nickel plate	0.95	0.09
Nickel black on steel	0.81	0.17
Concrete	0.60	0.88
Red brick	0.63	0.93
Asphalt	0.90	0.90
Black paint	0.97	0.97
White paint	0.14	0.93
Snow	0.28	0.97
Acrylic	0.26	0.90

High absorptivity surfaces are selected for applications to collect solar energy, while reflective surfaces are recommended to limit solar radiation absorption by buildings in hot climates.

تُنتقى الاسطح ذات الامتصاصية العالية لغرض استخدامها في تجميع الطاقة الشمسية, بينما تستخدم الاسطح العاكسة للحد من امتصاص الاشعاع الشمسي من قبل البنايات في مناطق المناخ الحار.

Example 7.13

A concrete roof of a building is exposed to sun light on a clear day. The solar radiation striking the roof surface is 620 W/m^2 and the ambient air temperature is 32^{o}C. The natural convection heat transfer coefficient for the prevailing surrounding conditions is 10 W/m^{2}K and the sky temperature is 17^{0}C. Determine (a) the temperature of the roof and (b) the temperature of the roof when it is painted white.

المثال 7.13

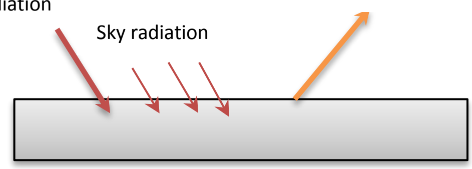
يتعرض السقف الكونكريتي لبناية معينة الى اشعة الشمس في يوم صافي, حيث كان مقدار الاشعاع الشمسي الساقط على سطحه (620 W/m), وكانت درجة حرارة الجو المحيط بالسقف آنذاك (32^{o}C). فاذا علمت ان معامل انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي للظروف السائدة يساوي (10 W/m^{2}K) ودرجة حرارة السماء (17^{0}C), احسب (أ) درجة حرارة السقف و (ب) درجة حرارة السقف عندما يتم طلائها باللون الابيض.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



$G_s = 620\ W/m^2$, $T_\infty = 32^oC$, $T_{sky} = 17^oC$, $\bar{h} = 10\ W/m^2K$, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}\ W/m^2K^4$

α_{solar} for concrete = 0.6, ε for concrete = 0.88

α_{solar} for white paint = 0.14, ε for concrete = 0.93 (table 7.4)

Find:

(a) Temperature of the concrete roof T_{roof}.

(b) Temperature of the painted white roof.

المطلوب ايجاده:

(أ) درجة حرارة السقف الكونكريتي (T_{roof}).

(ب) درجة حرارة السقف المطلي باللون الابيض.

Assumptions:

1. Steady state conditions.
2. Roof surface is diffuse.
3. Convection from the roof to the inside is negligible.

الافتراضات:

1. ظروف حالة الاستقرار سائدة.
2. سطح السقف هو سطح انتشاري.
3. انتقال الحرارة بالحمل الحراري من السقف الى داخل البناية مهمل.

Analysis:

(a) For the concrete roof, performing an energy balance to find T_{roof},

التحليلات:

(أ) نجري موازنة طاقة حرارية على السقف لايجاد (T_{roof}),

$$\alpha_{solar}\, G_s + \varepsilon\, G_{sky} = q''_{convection.} + \varepsilon\, \sigma\, T_{roof}^4$$

($\varepsilon\, G_{sky}$) is the sky radiation absorbed by the roof, because for a gray surface:
$\varepsilon \approx \alpha_{sky}$, $G_{sky} = \sigma\, T_{sky}^4$

$$\alpha_{solar}\, G_s = \bar{h}\,(T_{roof} - T_\infty) + \varepsilon\, \sigma\, (T_{roof}^4 - T_{sky}^4)$$

$$0.6 \times 620 = 10\,[T_{roof} - (32+273)] + 0.88 \times 5.67 \times 10^{-8} \times [(T_{roof})^4 - (17+273)^4]$$

$$372 = 10\, T_{roof} - 3050 + 4.989 \times 10^{-8}\, T_{roof}^4 - 352.905$$

$$10\, T_{roof} + 4.989 \times 10^{-8}\, T_{roof}^4 - 3774.905 = 0$$

$T_{roof} = 323.112\ K = \underline{50.112^{o}C}$

(b) For the white-painted roof,

(ب) السقف المطلي باللون الابيض,

$$\alpha_{solar}\ G_s = \bar{h}\ (T_{roof} - T_{\infty}) + \varepsilon\ \sigma\ (T_{roof}^4 - T_{sky}^4)$$

$$0.14 \times 620 = 10\ [T_{roof} - (32+273)] + 0.93 \times 5.67 \times 10^{-8} \times [(T_{roof})^4 - (17+273)^4]$$

$$86.8 = 10\ T_{roof} - 3050\ + 5.273 \times 10^{-8}\ T_{roof}^4 - 372.956$$

$$10\ T_{roof} + 5.273 \times 10^{-8}\ T_{roof}^4\ - 3509.756 = 0$$

$$T_{roof} = 305.215\ K = \underline{32.215^{o}C}$$

Comments:

Despite the assumptions, we note that the temperature of the painted roof is much less than the concrete. This indicates the need for reflecting the sun radiation away from buildings and roads in hot climates.

الملاحظات:

على الرغم من استخدام الافتراضات في حل المسألة, نلاحظ أن درجة حرارة السقف المطلي اقل بكثير من درجة حرارة السقف الكونكريتي. وهذا يشيرالى الحاجة لعكس اشعة الشمس عن اسطح المباني والطرق في مناطق المناخ الحار.

7.13.4 Greenhouse Effect

Glass transmits about 90% of the incident solar radiation up to a wavelength of 2.7µm. Longer wavelength infrared radiation does not penetrate ordinary glass. Consequently, solar radiation passing through glass into a a closed space, or what we call a ***green house***, heats up the interior and generates longer wavelength in the infrared region of the spectrum. The long wavelength radiation gets trapped inside the green house and heats up the space. Greenhouses are extensively used to produce crops in cold climates.

The greenhouse effect occurs in the atmosphere in a similar manner to greenhouses.

7.13.4 ظاهرة الاحتباس الحراري

يمررالزجاج حوالي 90% من الاشعاع الشمسي بطول موجي يصل الى حد (2.7µm), بينما يحجب الزجاج المستعمل الموجات الحرارية الطويلة التي تقع ضمن الاشعة تحت الحمراء. ولهذا السبب يمر الاشعاع الشمسي من خلال الزجاج الى حيز مغلق, او ما يُعرف ***بالبيت الزجاجي***, فيسخن محتوياته وفضائه الداخلي مولداً موجات حرارية من الاشعة تحت الحمراء. ونتيجة لاحتجاز هذه الموجات الطويلة يحصل ارتفاع بدرجة الحرارة داخل البيت الزجاجي. وان هذه البيوت الزجاجية تستخدم على نطاق واسع لانتاج المحاصيل الزراعية اثناء فترة الطقس البارد.

تحدث ظاهرة الاحتباس الحراري في الغلاف الجوي بطريقة مماثلة الى البيوت الزجاجية.

Solar radiation passes through the atmosphere to earth within in the wavelength range 0.3µm - 3 µm. However, gases such as water vapor, CO_2, CH_4, O_3 and N_2O cause the greenhouse effect. Earth absorbs solar radiation and re-radiates heat at longer wavelengths. The longer heat waves get trapped by these gases and cause a rise in atmospheric temperature. This phenomenon is known as ***global warming***. CO_2 is one of the main contributors to global warming; it is generated from combustion of ***fossil fuels*** as well as by live stock. Reducing the concentration of CO_2 is one of the major issues now and all countries are expected to contribute by reducing coal and oil combustion. More efficient combustion will help, but using ***renewable energy*** is the most attractive way to reduce ***pollution***. It is well known that serious damage may be caused by global warming including the melting of ice, which causes sea level rise and sink some of the islands. This is on the top of climatic changes such as heavy rain that may cause floods, polluting the environment and the negative impact on agriculture.

يمرالاشعاع الشمسي الى الارض عبر الغلاف الجوي باطوال موجية محددة في المدى (0.3µm - 3µm), لكن تواجد الغازات كبخار الماء و (CO_2, CH_4, O_3, N_2O) يسبب حدوث ظاهرة الاحتباس الحراري. وهنا يحصل الاحتباس الحراري نتيجة امتصاص الارض للاشعاع الشمسي ثم اعادة اشعاعه بموجات حرارية طويلة نسبياً. وتعمل الغازات المذكورة على احتجازالموجات الطويلة اثناء مرورها في الغلاف الجوي فترتفعً درجة الحرارة, وتدعى هذه الظاهرة ***الإحترار الارضي*** او تدفئة الارض. ان غاز ثاني اكسيد الكاربون (CO_2) هو احد العناصر الاساسية التي تسبب ارتفاع درجة الحرارة في الغلاف الجوي. يتولد هذا الغاز نتيجة احتراق ***الوقود الاحفوري*** مثل النفط والفحم, وكذلك يتولد من فضلات الكائنات الحية كالابقار. وتُعد عملية تخفيض نسبة ثاني اوكسيد الكاربون من القضايا المهمة حالياً, لذا فمن المتوقع أن تساهم جميع البلدان في الحد من استخدام النفط والفحم. ان تطبيق الاساليب الحديثة لحرق الوقود بكفاءة عالية سيساعد على ذلك, الا ان التوجه الى استخدام ***الطاقة المتجددة*** هو افضل الوسائل لخفض مستويات ***تلوث البيئة***. ولا يخفى بأن اضراراً جسيمة قد تحصل نتيجة الاحتباس الحراري مثل ذوبان الجليد الذي يسبب ارتفاع منسوب البحار وغرق بعض الجزر, وكذلك حصول تغيرات مناخية تؤدي الى غزارة الامطار فتحصل الفيضانات, هذا بالاضافة الى تلوث البيئة وتأثر الزراعة سلباً.

Solar energy is one of the main renewable energy sources to produce power. Solar technology is advancing fast and hopefully will contribute significantly in alleviating concern about global warming.

تُعد الطاقة الشمسية كأحد مصادر الطاقة المتجددة الرئيسة المتاحة لتوليد القدرة, وان تكنولوجيا الطاقة الشمسية تتقدم بسرعة ونأمل بانها ستساهم بشكل كبير في تخفيف القلق بشأن ظاهرة الاحتباس الحراري وتدفأة الكرة الارضية.

7.13.5 Solar Energy Utilization

7.13.5 استخدام الطاقة الشمسية

The utilization of solar energy for electricity generation may be achieved by power plants using ***photovoltaic cells*** (PV) or solar concentrators through mirrors. PV is the most popular method for global solar power generation; it has grown substantia-lly since 2000.

يمكن استخدام الطاقة الشمسية لتوليد الكهرباء بواسطة محطات الطاقة التي تعتمد ***الخلايا الكهروضوئية*** (PV), اوالتي تعتمد عملية تركيز اشعة الشمس بواسطة المرايا. وتُعد محطات الخلايا الكهروضوئية من اهم الوسائل العالمية الشائعة لتوليد الكهرباء من الطاقة الشمسية, وقد تنامى استخدامها بشكل ملحوظ منذ عام 2000.

Though, Solar energy applications represent a very small percentage of total global power generation, the potential for the utilization of solar energy in global energy production is very promising.

وعلى الرغم من ان تطبيقات الطاقة الشمسية تشكل نسبة ضئيلة من الانتاج العالمي للطاقة, الا انه من المتوقع ان تتوسع استخداماتها في المستقبل.

One of the largest solar power plants in the Middleast is being constructed in Abu Dhabi. The plant cost is estimated to be $870 million; it covers 7.8 square kilometers and expected to generate 1177 megawatts of electricity. Abu Dhabi has taken the lead in utilizing renewable energy technology through ***Masdar city***, which is an economical zone focused on clean technology.

ان مشروع بناء محطة توليد القدرة من الطاقة الشمسية لانتاج الكهرباء في ابو ظبي هو من اكبر مشاريع الطاقة الشمسية في منطقة الشرق الاوسط , حيث تبلغ كلفة انشائه 870 مليون دولار امريكي, ويغطي مساحة قدرها 7.8 كيلومتر مربع, ومن المتوقع بأنه سيولد 1177 ميكاواط من القدرة الكهربائية. وقد تولت ابو ظبي دوراً ريادياً في مجال استخدام تكنولوجيات الطاقة المتجددة من خلال ***مدينة مصدر***, وهي منطقة اقتصادية تركز على تكنولوجيا استخدامات الطاقة النظيفة.

Photovoltaic plants are somehow costly, and the solar panels efficiency is relatively low. However, solar cells with an efficiency of around 22% are now available in the market and research is underway to improve the efficiency and reduce cost.

المعلوم ان كلفة تشيد محطات القدرة التي تعتمد الخلايا الشمسية مرتفعة نسبياً, كما ان كفائتها منخفضة. لكن تتوفر حالياً في الاسواق خلايا شمسية تبلغ كفائتها 22% او اكثر, والابحاث جارية لتحسين الكفاءة وتقليل كلفة التشيد.

Other methods for utilizing solar energy are the heating of water and air though solar ***collectors***. A typical collector consists of a black absorption plate covered by a glass window. Water pipes are attached to the lower side of the plate which is well insulated. The collector is placed at an inclined angel facing the sun (Figure 7.28).

هناك وسائل اخرى للاستفادة من الطاقة الشمسية مثل تسخين الماء بواسطة ***المُجمِعات الشمسية*** . حيث يتألف المُجمِع الشمسي النموذجي من صفيحة امتصاص سوداء اللون مغطاة بلوح زجاجي. وتُثبت انابيب نقل الماء على السطح السُفلي لصفيحة الامتصاص المعزوله عزلاً حرارياً جيداً. يُثبت المُجمِع بزاوية مائلة مواجهاً اشعة الشمس, انظر الشكل 7.28.

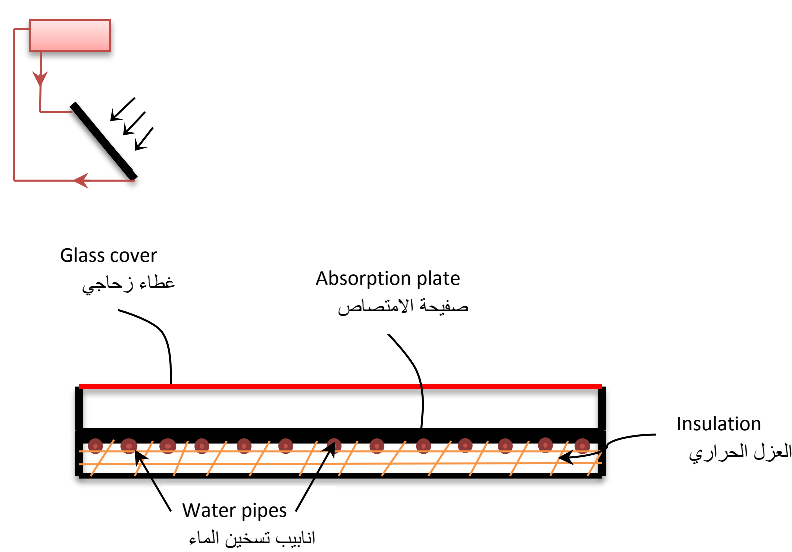


Figure 7.28 الشكل

A solar collector for water heating تسخين الماء بواسطة مُجمِع الاشعاع الشمسي

Sun rays pass through the glass and get partially absorbed by the absorption plate. The absorbed radiation is then transferred to the pipes to heat the water. A solar collector efficiency of over 50% may be achieved.

It is worth mentioning here that the performance and cost analysis of solar collectors are available in relevant literature and in the Internet.

Solar energy concentration by mirrors is another way to produce power. The system requires tracking devices to follow the sun direction. Mirrors may also be used with solar collectors to focus the sun light and increase the collector efficiency. Concentration-photovoltaic is another way to improve the efficiency of the solar cells panel.

In conclusion, we recommend reading reference [20] for details on design and performance of solar collectors as well as other aspects of solar energy.

تمر اشعة الشمس عبر الغطاء الزجاجي فتمتصها جزئياً صفيحة الامتصاص, ثم تنتقل الحرارة الى الانابيب لتسخين الماء الجاري فيها. ويمكن تحقيق كفاءة للمُجمِع الشمسي تفوق 50%.

تجدرالاشارة هنا الى ان تحليلات الاداء وحسابات الكلفة للمجمعات الشمسية متوفرة في المصادر ذات العلاقة وكذلك في الانترنت.

وهناك وسيلة اخرى لتوليد الكهرباءعن طريق تركيز الاشعاع الشمسي بواسطة المرايا, حيث تتطلب هذه المنظومات نصب اجهزة تعمل على تتبع حركة دوران الشمس. ويمكن ايضاً استخدام المرايا مع المُجمِعات الشمسية لتركيز اشعة الشمس لدى سطحها وبالتالي زيادة كفاءة تجميعها للاشعاع. كما ان استخدام مرايا التركيز مع الخلايا الكهروضوئية هي طريقة اخرى لتحسين كفاءة الواح الخلايا الشمسية.

وفي الختام, ننصح القارىء مراجعة المصدر [20] للاطلاع على تفاصيل تصميم واداء المُجمِعات الشمسية, بالاضافة الى دراسة حقول الطاقة الشمسية الاخرى.

References & Suggested Readings المراجع

1. J. C. Maxwell. *Philosophical Trans. of the Royal Society of London*, 155, 1865.
2. M. Plank. *The theory of heat radiation*, Dover publications, New York, 1959.
3. F. P. Incropera. D. P. DeWitt, T.L. Bergman, and A. S. Lavine. *Introduction to Heat Transfer*. 5th ed. John Wiley & Sons, 2007.
4. Yunus A. Çencel. *Heat Transfer A Practical Approach*. International ed. McGraw Hill, 1998.
5. J. H. Lienhard IV and J. H. Lienhard V. *A Heat Transfer Textbook*. 4th ed. Phlogiston Press, 2017.
6. J.P Holman. *Heat Transfer*. 10th ed. McGraw Hill, 2010.
7. R. Siegel and J. R. Howell. *Thermal radiation Heat Transfer*. 4th ed. Tayler & Francis, New York 2002.
8. D. C. Hamilton and W.R. Morgan. National Advisory Committee for Aeronautics. Technical Note 2836, 1952.
9. E. R. G Eckert. *Handbook of Heat Transfer*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1973.
10. J. R. A Howell. *A Catalog of Radiation Configuration Factors*. McGraw-Hill New York, 1982.
11. A. K. Openheim, *Trans. ASME*, 1956.
12. H. C. Hottel, “Radiant-Heat Transmission” in McAdams Heat *Transmission*, 3rd ed. McGraw – Hill, New York, 1954.
13. D. K. Edwards. *Advances in Heat transfer*, vol.12. Academic Press, Inc., New York, 1976.
14. H.C. Hottel and A. F. Sarofim. *Radiative Transfer*. McGraw-Hill, New York, 1976.
15. M.T. Al-Kamil. PhD Thesis, *Fuel and Combustion Dept*., University of Leeds, 1976.
16. H. G. *Houghton. Physical Meteorology*, MIT Press, Cambridge, MA, 1985.
17. P. Berdhal and R. Fromberg. *Solar Energy*, 29, 1982.
18. A. Skartveit, J. A. Osleth, G. Czeplak and M. Rommel. *Solar Energy*, 56, 1996.
19. P. Berdhal and M. Martin. Solar Energy, 32, 1984.
20. J. A. Duffe and W. A Beckman. *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley & Sons, Inc., 4th ed., 2013.
21. H. McAdams. *Heat Transmissions,* 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1954.

Problems المسائل

$\sigma = 5.67 \times 10^{-8}\ W/m^2.K^4$, $C_1 = 3.742 \times 10^8\ W.\mu m^4/m^2$, $C_2 = 1.439 \times 10^4\ \mu m.K$

Emissive Power and Blackbody

7.1 Determine the emissive power of a blackbody at (a) 1200 K, (b) 450°C and (c) 1450°F.

7.2 A blackbody has an emissive power of 3000 W/m^2.calculate its temperature in °F.

القدرة الانبعاثية والجسم الاسود

7.1 اوجد القدرة الانبعاثية لجسم اسود درجة حرارته (أ) (1200 K) و (ب) (450°C) و(ج) (1450°F).

7.2 جسم اسود قدرته الانبعاثية تساوي (3000 W/m^2), احسب درجة حرارته بوحدات الفهرنهايت (°F).

7.3 A blackbody is maintained at 500 K, determine (a) the total emissive power and (b) the maximum wavelength.

7.3 ثَبتت درجة حرارة جسم اسود عند (500 K), احسب (أ) القدرة الانبعاثية الاجمالية للجسم و (ب) الطول الموجي الاقصى.

7.4 Consider a metal ball at having a radius of 0.11-m maintained at 400°C. Assuming the ball approximates to a blackbody, estimate the total emission from the ball for a period of 10 min.

7.4 اذا كانت درجة حرارة كرة معدنية نصف قطرها (0.11-m) تساوي (400°C). خَمِن كمية الاشعاع الاجمالية المنبعثة من الكرة في فترة عشر دقائق مفترضاً بأنها تقترب من سلوك الجسم الاسود.

7.5 An isothermal cylindrical object at 377°C is exposed to atmospheric air. If the object is assumed to be a blackbody having a length of 20-cm length and diameter 12-cm. Calculate (a), the spectral emissive power at $\lambda = 3.2\ \mu m$ (b) the total emissive power (c) the maximum wavelength at 377°C and (d) the total amount of radiation emitted in 15 min.

7.5 جسم اسطواني الشكل درجة حرارته ثابتة عند (377°C) معرض الى الهواء الجوي. فاذا افترضنا ان الجسم الاسطواني هو جسم اسود طوله (20-cm) وقطره (12-cm), احسب (أ) القدرة الانبعاثية الطيفية عند ($\lambda = 3.2\ \mu m$) و (ب) القدرة الاشعاعية الاجمالية و (ج) الطول الموجي الاقصى عند (377°C) و (د) الاشعاع الاجمالي الذي ينبعث من الجسم في فترة (15 min).

7.6 Considering the sun as a blackbody at 5800 K, determine the rate of infrared radiation emitted by the sun for the wavelength range ($\lambda = 0.78 - 90\ \mu m$). What is the maximum wavelength of the radiation from the sun?

7.6 اذا اعتبرنا الشمس كجسم اسود درجة حرارته (5800 K), اوجد معدل الاشعة تحت الحمراء المنبعثة من الشمس ضمن الاطوال الموجية ($\lambda = 0.78 - 90\ \mu m$). ما هو الطول الموجي الاقصى للاشعاع الشمسي؟

7.7 A light bulb emits light at a maximum wavelength of ($\lambda_{max} = 0.48\ \mu m$), calculate the temperature of the bulb and the fraction of radiation in the wavelength range ($\lambda = 0.38 - 0.76\ \mu m$).

7.7 ينبعث الضوء من مصباح باقصى طول موجة مقداره ($\lambda_{max} = 0.48\ \mu m$). احسب درجة حرارة المصباح ثم اوجد كمية الاشعاع ضمن الاطوال الموجية في المدى ($\lambda = 0.38 - 0.76\ \mu m$).

7.8 Determine the wavelength corresponding to the maximum emission from an electric bulb at 2750 K, a heated metal plate at 200°C and a cooled metal object at 70 K. Calculate the emission from the bulb and heated plate in the visible and infrared region of the spectrum.

7.8 حدد الطول الموجي المناظر للحد الاقصى من كمية الاشعاع المنبعثة من مصباح كهربائي درجة حرارته (2750 K), ومن صفيحة معدنية ساخنة درجة حرارتها (200°C), وكذلك من جسم معدني مبرد الى درجة الحرارة (70 K). ثم احسب كمية الاشعاع المنبعث من المصباح ومن الصفيحة الساخنة في منطقتي الاشعاع المرئي والاشعة تحت الحمراء من الطيف.

7.9 Radiation from a black body source at 1500 K strikes a 1.5m x 2-m glass window. If the glass transmits 92% of radiation in the wavelength range (λ = 0.32 – 3.1 μm), estimate the rate of the transmitted radiation.

7.9 يسقط الاشعاع المنبعث من مصدر حراري اسود درجة حرارته (1500 K) على نافذة زجاجية مساحتها (1.5m x 2-m). فاذاعلمت ان (92%) من الاشعاع الواقع ضمن الاطوال الموجية (λ = 0.32 – 3.1 μm) ينفذ عبر الزجاج, اوجد معدل الاشعاع النافذ.

7.10 Repeat problem 7.9 for radiation from the sun.

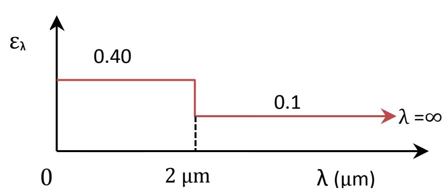
7.10 كرر حل المسألة 7.9 للاشعاع الشمسي بدلاً من اشعاع المصدرالمذكور.

Emissivity, Absorptivity, Reflectivity and Transmissivity

الانبعاثية والامتصاصية والانعكاسية والنفاذية

7.11 An electric bulb element is heated to a steady state temperature of 2700 K. Determine the total hemispherical emissivity. The spectral hemispherical emissivity of the element material is shown below:

7.11 اذا علمت ان درجة حرارة فتيلة مصباح كهربائي تساوي (2700 K), اوجد الانبعاثية نصف الدائرية الاجمالية للفتيلة. يبين الشكل في ادناه توزيع الانبعاثية نصف الدائرية الطيفية للفتيلة.



7.12 If the bulb of problem 7.11 has a cylindrical element of diameter 0.75-mm and length 2.5-cm.

(a) Estimate the radiation emitted from the element for a period of 20 min.

(b) Plot a graph of the emissive power of the element as a function of temperature for (1500 ≤ T≤ 2700 K).

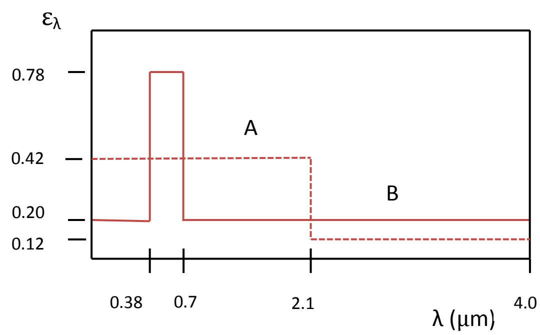
7.12 اذا كانت فتيلة المصباح في المسئلة 7.11 عبارة عن سلك اسطواني قطره (0.75-mm) وطوله (2.5-cm).

(أ) خمن كمية الاشعاع المنبعث من الفتيلة في فترة 20 دقيقة.

(ب) ارسم خطاً بيانياً يمثل القدرة الانبعاثية كدالة لدرجة الحرارة للقيم ما بين (1500 K) و (2700 K).

7.13 Two types of materials A and B to be considered for a light bulb element. If A operates at 2900 K and B at 3000 K which element requires more electric power? Spectral distribution is shown below.

7.13 اذا كان المطلوب اختيار احدى المواد (A) و (B) لتصنيع فتيلة مصباح كهربائي, وكانت المادة (A) تصلح للعمل عند درجة حرارة مقدارها (2900 K) والمادة (B) عند (3000 K), فأي فتيلة تستهلك اكبر قدر من الطاقة الكهربائية؟ يبين الشكل في ادناه التوزيع الطيفي للمادتين.



7.14 The spectral hemispherical emissivity distribution for an ***opaque surface*** at 1100 K is approximated as

7.14 اذا علمت ان القيم التقريبية للتوزيع الطيفي للانبعاثية نصف الكروية الطيفية ***لسطح معتم*** عند درجة حرارة (1100 K) هي

$\varepsilon_1 = 0.45 \qquad 0 \le \lambda \le 2.2\ \mu m$

$\varepsilon_2 = 0.75 \qquad 2.2\ \mu m \le \lambda \le 7\ \mu m$

$\varepsilon_3 = 0.28 \qquad 7\ \mu m \le \lambda \le 20\ \mu m$

$\varepsilon_4 = 0.05 \qquad 20\ \mu m \le \lambda \le \infty$

Estimate the total hemispherical emissivity (average emissivity of the surface) ε, and also the rate of emission from the surface.

أوجد قيمة الانبعاثية نصف الكروية الاجمالية (اي متوسط انبعاثية السطح) (ε), وكذلك معدل انبعاث الاشعاع من السطح.

7.15 The values of the spectral hemispherical absorptivity as a function of wavelength for a metal surface are

7.15 المعلوم ان قيم الامتصاصية نصف الكروية الطيفية كدالة للطول الموجي لسطح معدني هي

$\alpha_1 = 0.64 \qquad 0 \le \lambda \le 3\ \mu m$

$\alpha_1 = 0.11 \qquad 3\ \mu m \le \lambda \le \infty$

Determine the total hemispherical absorptivity (average absorptivity) α and reflectivity of the surface ρ for radiation from a source at 1500 K. What will be the total emissivity of the surface at 2000 K?

اوجد الامتصاصية نصف الكروية الاجمالية (اي متوسط امتصاصية السطح) (α) وانعكاسية السطح (ρ) للاشعاع القادم من مصدر درجة حرارته (1500 K). وما هي قيمة الانبعاثية الاجمالية للسطح عند (2000 K)؟

7.16 A metal surface has a spectral hemispherical reflectivity of 0.37 for radiation of wavelength range $0 \le \lambda \le 3$ μm and 0.9 for the range 3 μm $\le \lambda \le \infty$. Apply Kirchhoff's law and the relation ($\rho_\lambda = 1- \alpha_\lambda$) to calculate the total hemispherical reflectivity of the surface ρ for solar radiation at 6000 K.

7.16 سطح معدني له انعكاسية نصف دائرية طيفية مقدارها (0.37) لحزمة الاشعاع المحددة بالاطوال الموجية ($0 \le \lambda \le 3$ μm), و (0.9) للحزمة في المدى (3 μm $\le \lambda \le \infty$). طبق قانون كيرتشوف والعلاقة ($\rho_\lambda = 1- \alpha_\lambda$) لحساب الانعكاسية نصف الكروية الاجمالية (اي متوسط انعكاسية السطح) (ρ) للاشعاع الشمسي المنبعث عند درجة الحرارة (6000 K).

7.17 An industrial furnace operates as a blackbody at 1000 K. It has a 25-cm x 20-cm glass window with the following properties:

7.17 فرن صناعي يعمل كجسم اسود درجة حرارته (1000 K). توجد نافذة زجاجية في احد جوانب الفرن لغرض المشاهدة مساحتها (25-cm x 20-cm) وخواصها:

$\tau_1 = 0.78$ $0 \le \lambda \le 2.7$ μm

$\tau_2 = 0.01$ 2.7 μm $\le \lambda \le \infty$

Calculate the percentage of radiation from the furnace transmitted through the window.

احسب النسبة المؤية للاشعاع من الفرن الذي ينفذ عبر زجاج النافذة.

7.18 A piece of metal at 500 K is suspended inside a large enclosure. The inside surface of the enclosure is maintained at 2700 K. The spectral distribution for each surface is approximated as follows:

7.18 تُعلق قطعة معدنية درجة حرارتها (500 K) داخل حيز مغلق كبير الحجم. فاذا أُبقيت درجة حرارة السطح الداخلي للحيز عند (2700 K), وكان التوزيع الطيفي لكل سطح كالآتي:

For the cylindrical metal: سطح قطعة المعدن الاسطوانية:

$\alpha_1 = 0.70$ $0 \le \lambda \le 0.41$ μm

$\alpha_2 = 0.16$ 0.41 μm $\le \lambda \le 3.0$ μm

$\alpha_3 = 0.93$ 3.0 μm $\le \lambda \le \infty$

For the enclosure: سطح الحيز:

$\varepsilon_1 = 0.22$ $0 \le \lambda \le 2.1$ μm

$\varepsilon_2 = 0.85$ 2.1 μm $\le \lambda \le \infty$

(a) Compute the total emissivity of the enclosure surface ε.
(b) The emissivity ε and reflectivity ρ of the piece of metal.

7.19 A solar collector absorber plate having an area of 6 m^2 is maintained at 93^0C. The incident solar radiation on the plate is 1200 W/m^2. The spectral absorptivity distribution of the plate is: $\alpha_1 = 0$ for ($0 \leq \lambda \leq 0.46$ μm), $\alpha_2 = 0.76$ for (0.46 μm $\leq \lambda \leq 1.3$ μm), $\alpha_3 = 0$ for ($1.3 \leq \lambda \leq 2.1$ μm) and $\alpha_4 = 0.91$ for ($\lambda > 2.1$ μm). Calculate the amount of radiation absorbed by the plate. Take the temperature of the sun to be 5800 K.

7.20 The spectral emissivity of an electric bulb element is $\varepsilon_1 = 0.48$ for radiation of wavelength $\lambda < 0.8$ μm, and $\varepsilon_2 = 0.16$ μm for radiation at $\lambda > 0.8$. Compute the total hemispherical emissivity ε and the emissive power of the element at 2000 K. What will the reflectivity of the element be for radiation emitted by a source at 2000 K?

View Factors

7.21 Determine the view factors $F_{1\rightarrow2}$ and $F_{2\rightarrow1}$ for the end and side of a tube of equal length and diameter (L= D).

7.22 Determine the view factors from one surface of a cube to the other five surfaces.

7.23 Use the equations of tables 7.2 and 7.3 to calculate the shape factors $F_{1\rightarrow2}$ and $F_{2\rightarrow1}$ for

(a) Parallel plates with midlines connected by a perpendicular. w_1 = 1.5-m, w_2 = 3-m, L = 1-m.
(b) A truncated conical shape is shown below:

(أ) احسب الانبعاثية الاجمالية لسطح الحيز(ε).

(ب) الانبعاثية (ε) والامتصاصية (ρ) لقطعة المعدن.

7.19 صفيحة امتصاص لمُجمِع شمسي مساحتها (6 m^2) ودرجة حرارتها (93^0C), وكانت قد تعرضت لاشعاع شمسي مقداره (1200 W/m^2). فاذا علمت ان التوزيع الطيفي لامتصاصية الصفيحة هو: ($\alpha_1 = 0$) ضمن مدى الاطوال الموجية ($0 \leq \lambda \leq 0.46$ μm), و ($\alpha_2 = 0.76$) ضمن المدى (0.46 μm $\leq \lambda \leq 1.3$ μ), و ($\alpha_3 = 0$) ضمن المدى ($1.3 \leq \lambda \leq 2.1$ μm), و ($\alpha_4 = 0.91$) للاطوال الموجية ($\lambda > 2.1$ μm), احسب كمية الاشعاع التي تمتصها الصفيحة. اتخذ درجة حرارة الشمس مساوية (5800 K).

7.20 1ذا كانت الانبعاثية الطيفية لفتيلة مصباح كهربائي للاشعاع المحدد بالاطوال الموجية ($\lambda < 0.8$ μm) تساوي ($\varepsilon_1 = 0.48$), بينما كان مقدارها ($\varepsilon_2 = 0.16$ μm) للاشعاع بالاطوال الموجية ($\lambda > 0.8$), احسب الانبعاثية نصف الكروية الاجمالية (ε) والقدرة الانبعاثية لفتيلة المصباح عند درجة الحرارة (2000 K). ما مقدار انعكاسية الفتيلة للاشعاع المنبعث من مصدر درجة حرارته (2000 K)؟

عوامل الرؤية

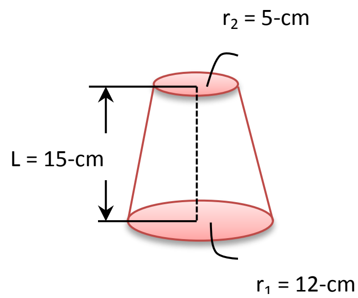
7.21 اوجد عوامل الرؤية ($F_{1\rightarrow2}$) و ($F_{2\rightarrow1}$) لقطعة انبوبية الشكل طولها يساوي قطرها (L= D).

7.22 حدد قيم عوامل الرؤية من احد اسطح الجسم المكعب الى اسطحه الخمسة الاخرى.

7.23 استخدم معادلات الجداول 7.2 و 7.3 لحساب عوامل الرؤية ($F_{1\rightarrow2}$) و ($F_{2\rightarrow1}$) لكل من

(أ) صفيحتين متوازيتين يتوسطهما خط عمودي. (w_1 = 1.5-m, w_2 = 3-m, L = 1-m.)

(ب) الشكل المخروطي المبين في ادناه:

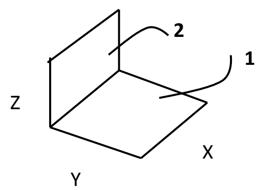


7.24 Estimate $F_{1\rightarrow2}$ for a very long plate facing a row of cylinders having a diameter D = 6-in and located a distance s = 3-in apart.

7.24 احسب ($F_{1\rightarrow2}$) لصفيحة طويلة جداً تواجه صفاً من الاجسام الاسطوانية, اقطارها (D = 6-in), ومثبتة على بعد (s = 3-in) من الصفيحة.

7.25 Two perpendicular rectangular plates having the dimensions shown below

7.25 صفيحتان متعامدتان لهما الابعاد المبينة في ادناه



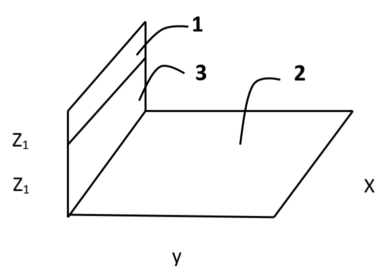
X= 25 cm, Y = 20 cm, Z = 17 cm

Calculate the shape factors $F_{1\rightarrow1}$, $F_{1\rightarrow2}$ and $F_{2\rightarrow1}$. Compare the calculated values with the graph values of Figure 7.18.

احسب عوامل الرؤية ($F_{1\rightarrow1}$) و ($F_{1\rightarrow2}$) و ($F_{2\rightarrow1}$) ثم قارن القيم المحسوبة مع القيم المستخرجة من الشكل 7.18.

7.26 Determine the shape factors $F_{2\rightarrow1}$, $F_{1\rightarrow2}$ and $F_{2\rightarrow3}$ for the following arrangement:

7.26 اوجد عوامل الرؤية ($F_{2\rightarrow1}$) و ($F_{1\rightarrow2}$) و ($F_{2\rightarrow3}$) للشكل المبين في ادناه.



X = 4.5 m, Y = 3 m, Z_1 = 1.8 m, Z_2 = 1 m

Radiative exchange between black surfaces

تبادل الاشعاع بين الاسطح السوداء

7.27 Assuming the two surfaces of problem 7.25 are black, determine the rate of radiative heat transfer from surface 1 at 1000 K to surface 2 at 400 K.

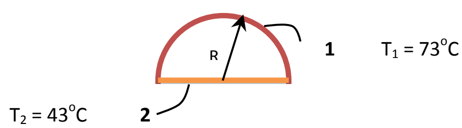
7.27 اذا افترضنا ان السطحين في المسالة 7.25 سطحان اسودان, احسب معدل انتقال الحرارة بالاشعاع من السطح 1 عند درجة حرارة مقدارها (1000 K) الى السطح 2 عند درجة الحرارة (400 K).

7.28 If the temperatures of the surfaces in problem 7.26 are T_1 = 500 K, T_2 = 320 K and T_3 = 290 K, determine the net rate of radiative heat transfer between surface 2 and surfaces 1 and 3. Assume black surfaces.

7.28 اذا علمت ان درجات الحرارة للاسطح في المسألة 7.26 هي (T_1 = 500 K) و (T_2 = 320 K) و (T_3 = 290 K), اوجد المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع بين السطح 2 وكل من الاسطح 1 و 3 مفترضاً بانها اسطح سوداء.

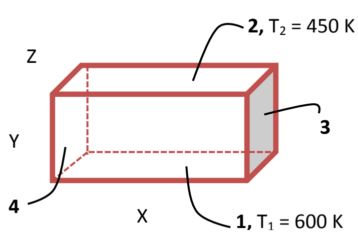
7.29 A hemispherical shell has two black surfaces as shown in the sketch below. Calculate $F_{1\rightarrow2}$ and the radiative heat flux $q''_{1\rightarrow2}$.

7.29 جدار نصف كروي اسطحه سوداء كما هو مبين في الشكل ادناه. احسب كل من ($F_{1\rightarrow2}$) والفيض الاشعاعي ($q''_{1\rightarrow2}$).



7.30 A large black rectangular enclosure having the dimensions shown below. Estimate the net radiative heat transfer rate from surface 1 to surface 2. What will be the value of the shape factor $F_{1\rightarrow3}$?

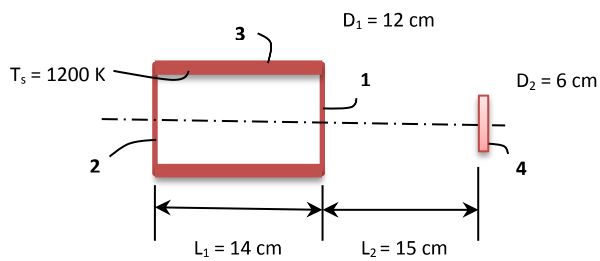
7.30 حيز مغلق مستطيل الشكل اسطحه سوداء وابعاده مبينة في الشكل ادناه. احسب المعدل الصافي لانتقال الحرارة بواسطة الاشعاع من السطح 1 الى السطح 2. ما مقدار عامل الرؤية ($F_{1\rightarrow3}$)؟



X = 20 m, Y = 10 m, Z = 7 m

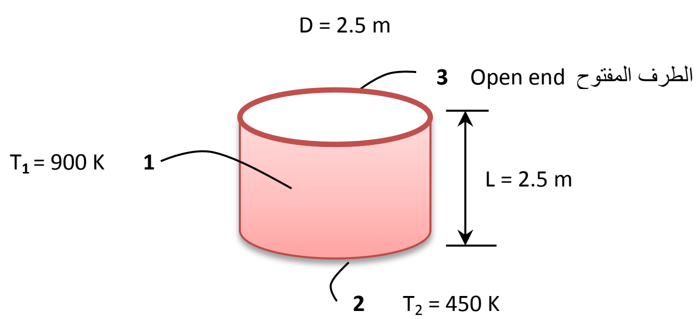
7.31 An open ended-cylindrical heater whose diameter is 12-cm and its length 14-cm is thermally insulated. The inner black surface is maintained at 1200 K. Determine the emitted radiation that falls on a coaxial disc of diameter 6-cm placed 15-cm away from the heater.

7.31 سخان اسطواني الشكل نهايتيه مفتوحة, قطره (12-cm) وطوله (14-cm), وهو معزول حرارياً. فاذا أُبقيت درجة حرارة سطحه الداخلي الاسود عند (1200 K), اوجد كمية الاشعاع المنبعثة منه والتي تسقط على قرص قطره (6-cm) متمحور معه ويبعد عنه (15-cm).



7.32 A tubular furnace with one open end having the dimensions shown below. If the surfaces are considered black and thermally insulated, calculate the net radiative transfer from the side to the closed end $q_{1\rightarrow 2}$.

7.32 فرن انبوبي الشكل احدى نهايتية مفتوحة وله الابعاد المبينة في الشكل ادناه. فاذا كانت اسطحه سوداء ومعزولة حرارياً, احسب المعدل الصافي لانتقال الاشعاع من السطح الجانبي الى الطرف المغلق ($q_{1\rightarrow 2}$).

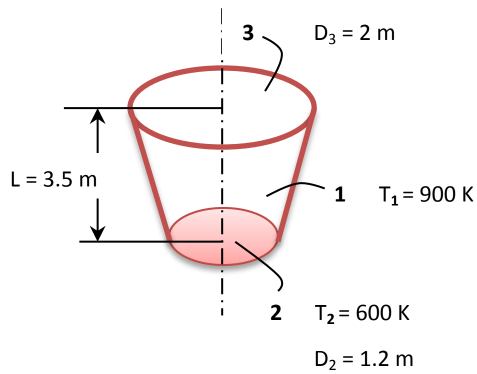


7.33 Determine the total heat passing through the open end of problem 7.34.

7.33 اوجد كمية الحرارة الاجمالية التي تمر من الطرف المفتوح في المسألة 7.34.

7.34 Estimate the total radiation leaving the upper open end of the arrangement below. All surfaces are black and insulated.

7.34 احسب كمية الاشعاع الاجمالية التي تمر من الطرف العلوي المفتوح للشكل المبين في ادناه. علماً أن جميع الاسطح هي سوداء ومعزولة حرارياً.



Radiative exchange between gray surfaces

تبادل الاشعاع بين الاسطح الرمادية

7.35 Two gray parallel plates have emissivities ε_1 = 0.35 and ε_2 = 0.80 and equal areas of 2-m^2. The plates are opaque and maintained at uniform temperatures T_1 = 550°C and T_2 = 300°C. Determine the net rate of radiative heat transfer between the plates $q_{1\to 2}$.

7.35 اذا علمت ان الانبعاثية لكل من صفيحتين رماديتين متوازيتين (ε_1 = 0.35) و (ε_2 = 0.8) وان مساحة كل منهما تساوي (2-m^2). وكانت الصفيحتان معتمتين وعند درجات الحرارة (T_1 = 550°C) و (T_2 = 300°C), اوجد المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع بين الصفيحتين ($q_{1\to 2}$).

7.36 Two long concentric cylinders of diameters 0.3-m and 0.6-m. The inner cylinder having an emissivity of 0.95 is maintained at 200°C. The outer cylinder, whose emissivity 0.65, is maintained at 120°C. Determine the radiative heat flux between the cylinders.

7.36 اسطوانتان طويلتان متمركزتان اقطارهما (0.3-m) و (0.6-m). فاذا كانت انبعاثية الاسطوانة الداخلية (0.6-m) ودرجة حرارتها (200°C), وكانت انبعاثية الاسطوانة الخارجية (0.65) ودرجة حرارتها (120°C), حدد قيمة الفيض الحراري الاشعاعي بين الاسطوانتين.

7.37 Two concentric spheres of diameters D_1 = 25-cm and D_2 = 40-cm are maintained at uniform temperatures T_1 = 900 K and T_2 = 600 K. The emissivities of the spheres are ε_1 = 0.8 and ε_2 = 0.3. Calculate the net radiative transfer between the two spheres $q_{1\to 2}$.

7.37 كرتان متمركزتان اقطارهما (D_1 = 25-cm) و (D_2 = 40-cm) ودرجة حرارة كل منهما (T_1 = 900 K) و (T_2 = 600 K). فاذا كانت قيمتا انبعاثية الكرتين (ε_1 = 0.8) و (ε_2 = 0.3), احسب المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع بين الكرتين ($q_{1\to 2}$).

7.38 A convex gray body of a very small surface area has an emissivity ε_1 = 0.4 and temperature T_1 = 700 K. The body is completely surrounded by a cavity having a gray surface with an area of 30-m^2 and T_2 = 320 K. Find the net rate of radiative heat transfer between the two surfaces.

7.38 جسم رمادي محدب مساحته السطحية صغيرة جداً, انبعاثيته تساوي (ε_1 = 0.4) ودرجة حرارته (T_1 = 700 K). فاذا كان الجسم محاطاً بحيز مغلق مساحة سطحه الرمادي تساوي (30-m^2) ودرجة حرارته (320 K), اوجد المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع بين السطحين.

7.39 A very long-cylindrical heating element with a diameter of 15-mm completely enclosed by 60-mm diameter tube. The heater surface is diffuse and gray with an emissivity of 0.55 and dissipates heat at the rate of 1 kW/m. The tube surface is also diffuse and gray with an emissivity of 0.85 and temperature of 300 K. Assuming that the space between the two surfaces is evacuated, compute the surface temperature of the heating element.

7.39 سخان اسطواني الشكل طويل جداً قطره (15-mm) يحيط به انبوب قطره (60-mm). وكان سطح السخان رمادياً وناشراً للاشعاع يُوفرالحرارة بمعدل (1 kW/m), وله نبعاثية مقدارها (0.55). فاذا علمت ان سطح الانبوب هو ايضاً رمادي وناشر للاشعاع, انبعاثيته (0.85) ودرجة حرارته (300 K), احسب درجة حرارة سطح السخان مفترضاً الحيز بين السطحين مفرغ من الهواء تماماً.

7.40 Liquid oxygen is stored in a spherical container of diameter 0.75-m at 100 K which is surrounded by another container of diameter 1.25-m maintained at 290 K. The space between the two surfaces is completely evacuated. If the surfaces are assumed to be diffuse gray and opaque with an emissivity of 0.06, determine the rate of evaporation of the oxygen. The latent heat of oxygen is 213 kJ/kg.

7.40 يُخزن الاوكسجين السائل في حاوية كروية الشكل قطرها (0.75-m) عند درجة حرارة مقدارها (100 K), وهي محاطة بحاوية ثانية قطرها (1.25-m) ودرجة حرارتها (290 K). فاذا كان الحيز بين الوعائين مفرغاً من الهواء تماماً, واذا افترضنا ان السطحين رماديان وناشران وان انبعاثية كل منهما تساوي (0.06), احسب معدل تبخير الاوكسجين.علماً ان الحرارة الكامنة للاوكسجين تساوي (213 kJ/kg).

7.41 A cubical furnace having sides of 1-m length; its base is considered to be a gray diffuse surface at 400 K. The top and side surfaces approximate to black surfaces maintained at uniform temperatures of 800 K and 1200 K respectively. Find the net rate of radiative transfer between (a) the base and the sides and (b) the base and top surfaces.

7.41 فرن مكعب الشكل طول ضلعه (1-m), سطح قاعدته رمادي وناشر للاشعاع درجة حراته (400 K). فاذا اعتبرنا السطح العلوي واسطح الجوانب سوداء بدرجتي الحرارة (800 K) و (1200 K) على التوالي, اوجد المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع بين (أ) سطح القاعدة واسطح الجوانب و (ب) سطح القاعدة والسطح العلوي.

7.42 Repeat problem 7.40 by replacing the outer spherical container by a cubical container whose sides are 1.25-m long.

7.42 كـرر حسـابات المسـألة 7.40 باسـتبدال الحاويـة الكـروي الخارجيـة بحاويـة مكعبـة الشكل طـول ضـلعها (1.25-m).

Reradiating surfaces and Radiation Shields

اسطح اعادة الاشعاع وحواجز الاشعاع

7.43 A diameter of 30-cm cylindrical hollow object having closed ends and a thermally insulated side surface. The top surface is diffuse, gray with an emissivity of 0.75 and is maintained at a temperature of 500 K. The bottom surface is black and receives thermal energy at the rate of 8 kW. If the height of the enclosure is 30-cm, determine temperature of the bottom surface. Assume that convection is negligible.

7.43 جسم اسطواني الشكل مجوف مغلق النهايتين قطره (30-cm), سـطحه الجـانبي معـزول حراريـاً بينمـا كـان سطحه العلوي الرمادي والناشر للاشعاع يتمتع بانبعاثيته مقـدارها (0.75) وبدرجـة حـرارة ثابتـة تسـاوي (500 K). وقد كـان سطح نهايتـه السفلى سطحاً اسوداً يتلقـى طاقـة حراريـة بمعـدل (8 kW). فـاذا علمـت ان ارتفـاع الجسـم (30-cm), اوجـد درجـة حـرارة السـطح السـفلي. افتـرض أن انتقـال الحـرارة بواسـطة الحمـل الحراري مهمل.

7.44 A 4.5-m x 4.5-m x 3-m room is heated by electric heaters placed above the ceiling. The side surfaces are thermally insulated and the ceiling is considered to behave as a blackbody. If the ceiling temperature is 30^{o}C and the emissivity of the floor surface is 0.82, which is maintained at a uniform temperature of 20^{o}C, estimate the rate of heat loss from the floor.

7.44 تُسخن غرفـة ابعادها (4.5-m x 4.5-m x 3-m) بواسـطة سـخانات كهربائيـة مثبتـة فـوق السـقف. وكانـت الاسطح الجانبية للغرفة معزولة حرارياً, وقد أعتُبر سقفها بمثابة سطح اسود درجة حرارته (30^{o}C). فاذا علمت ان انبعاثية السطح الارضي (0.82) ودرجة حرارته منتظمة وثابتة عند (20^{o}C), خمن معدل فقدان الحرارة منه.

7.45 If the inner surface of the ceiling of the room in problem 7.44 is considered to be gray with an emissivity of 0.95, what is the rate of radiative heat transfer from the floor?

7.45 اذا اعتبرنا سطح سقف الغرفة الداخلي فـي المسألة 7.44 بمثابـة سـطح رمـادي انبعاثيتـه (0.95), فمـا مقدار معـدل انتقـال الحـرارة بواسـطة الاشـعاع مـن السـطح الارضي؟

7.46 A cylindrical furnace that is 50-cm long and 50-cm in diameter. The end surfaces are diffuse and gray, maintained at 600 K and 700 K, with emissivities of 0.35 and 0.42 respectively. The side surface is also gray and diffuse having an emissivity of 0.7 which is maintained at 1000 K. Compute the net radiative heat transfer from each surface.

7.46 فـرن اسـطواني الشـكل طولـه (50-cm) وقطـره (50-cm), وسـطحا نهايتيـه سـطحان رماديـان وناشـران للاشعاع. تم تثبيت درجة حرارة السطحين عند (600 K) و (700 K), كمـا كانـت انبعاثيـة كـل سـطح (0.35) و (0.42) على التوالي. فـاذا علمـت ان السطح الجـانبي هـو ايضـاً رمـادي وناشـر للاشـعاع, انبعاثيتـه (0.7), ودرجـة حرارتـه ثابتـة عنـد (1000 K), احسـب المعدل الصـافي لانتقال الحرارة بالاشعاع من كل سطح.

7.47 A cubical oven having the dimensions 0.5-m x 0.5-m x 0.5-m is heated to 200°C by a gas flame placed below the bottom side. The oven side walls and top are thermally insulated. A 15-cm diameter metal ball at an initial temperature of 25°C is placed in the center of the oven. If the oven-wall emissivity is 0.7 and the metal ball surface emissivity is 0.15, determine the total initial radiant heat flux to the metal ball.

Hint: The insulated surfaces can be considered as one node of a reradiating surface J_3. Node J_1 represents the heater surface and J_2 is the ball surface. Because of symmetry, the walls receive equal amount of radiation from the metal ball; thus $F_{2\rightarrow1} = 1/6$ and $F_{2\rightarrow3} = 5/6$.

7.47 يُسخن فرن مكعب الشكل ابعاده (0.5-m x 0.5-m x 0.5-m) الى درجة حرارة مقدارها (200°C) بواسطة شعلة غاز مثبتة تحت جانبه السفلي. وكانت الاسطح الجانبية والسطح العلوي للفرن معزولة حرارياً. وضعت كرة معدنية قطرها (15-cm) ودرجة حرارتها الابتدائية (25°C) في مركز الفرن. فاذا كانت انبعاثية اسطح الفرن (0.7) وانبعاثية سطح الكرة المعدنية (0.15), احسب فيض الاشعاع الحراري الابتدائي الى الكرة المعدنية.

تلميح: يمكن اعتبار الاسطح المعزولة بأنها تمثل عقدة واحدة لسطح اعادة الاشعاع (J_3). كما تمثل العقدة (J_1) سطح السخان و (J_2) سطح الكرة. وبسبب التناظر تتلقى اسطح الجدران كمية متساوية من اشعاع الكرة, اي ان ($F_{2\rightarrow1} = 1/6$) و ($F_{2\rightarrow3} = 5/6$).

7.48 Two parallel and opposite 1.5-m x 2-m plates, whose temperatures are 1200 K and 500 K, are placed in a room 3-m apart. The plates have emissivities of 0.75 and 0.2 respectively and the walls of the room are perfectly insulated. Calculate the net radiant energy exchange between the plates.

7.48 وضعت صفيحتان متوازيتان ومتقابلتان في غرفة تفصل بينهما مسافة قدرها (3-m), وكانت ابعاد كل صفيحة (1.5-m x 2-m) ودرجة حرارتهما (1200 K) و (500 K). فاذا علمت ان انبعاثية الصفيحتين (0.75) و (0.2) على التوالي, وان جدران الغرفة معزولة حرارياً, احسب المعدل الصافي لتبادل الاشعاع الحراري بين الصفيحتين.

7.49 Two parallel metal walls of a kitchen oven at T_1 = 600 K and T_2 = 350 K having emissivity values $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0.4$. If a radiation shield with an emissivity of 0.09 is located between the plates, determine the radiative heat flux between the two walls. What is the radiation flux be if the shield is removed?

7.49 بلغت درجة حرارة جدارين معدنين متوازيين لفرن مطبخ (T_1 = 600 K) و (T_2 = 350 K) وانبعاثية الجدارين ($\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0.4$). فاذا وضع حاجز اشعاع انبعاثيته (0.09) بين الصفيحتين, احسب فيض الاشعاع الحراري بين الجدارين. وما مقدار فيض الاشعاع اذا أُزيل الحاجز؟

7.50 Consider two coaxial cylinders having diameters of 15-cm and 35-cm, and emisssivities 0.6 and 0.3 respectively. The inner cylinder is maintained at 800 K and the outer one at 500 K. If a coaxial radiation

7.50 اسطوانتين متمركزتين اقطارهما (15-cm) و (35-cm) وانبعاثية كل منهما (0.6) و (0.3) على التوالي. ثُبتت درجة حرارة الاسطوانة الداخلية عند (800 K) ودرجة حرارة الاسطوانة الخارجية عند (500 K). فاذا وُضع حاجز للاشعاع بينهما وكان

shield of diameter 25-cm and emissivity 0.15 is placed between the two cylinders, what will be the net rate of radiative heat transfer between the cylinders per unit length?

قطره (25-cm) وانبعاثيته (0.15), فما هو المعدل الصافي لانتقال الحرارة بالاشعاع لكل وحدة طول بين الاسطوانتين؟

Combined Radiation and Convection

انتقال الحرارة بالاشعاع والحمل الحراري في آن معاً

7.51 A thermocouple is used to measure the temperature of a air flowing through a pipeline. The pipe wall is maintained at a temperature of 200°C. The thermocouple shows a reading of 550°C. Assuming the emissivity of the thermocouple junction is 0.65 and the convection heat transfer coefficient is 50 W/m^2, what is the actual temperature of the air?

7.51 يستخدم مزدوج حراري لقياس درجة حرارة هواء يجري في انبوب ما. ثُبتت درجة حرارة جدار الانبوب عند (200°C), وقد كان المزدوج الحراري يقرأ درجة حرارة مقدارها (550°C). فاذا افترضنا ان انبعاثية وصلة تحسس المزدوج الحراري تساوي (0.65) وان معامل انتقال الحرارة بواسطة الحمل الحراري هو (50 W/m^2), فما هي درجة حرارة الهواء الحقيقية؟

7.52 If an aluminum radiation shield having an emissivity 0.1 on both surfaces is placed around the thermocouple junction of problem 7.51, determine the actual gas temperature.

7.52 اوجد درجة حرارة الغاز الحقيقية عندما يوضع حاجز للاشعاع مصنوع من الالمنيوم انبعاثية سطحيه (0.1) حول وصلة المزدوج الحراري في المسألة 7.51.

7.53 Consider a 1.5-m x 2.5-m flat plate collector solar collector with the back of the absorber plate is thermally insulated. The glass cover and the absorber plates have emissivities of 0.9 and 0.95 respectively. If the glass cover temperature is 75°C and that of the absorber plate is 35°C, estimate the rate of heat loss from the plate by convection and radiation. The heat convection heat transfer coefficient for the space between the cover and the plate is 12 W/m^2.

7.53 مُجمِع شمسي ابعاده (1.5-m x 2.5-m), وقد كان السطح الخلفي لصفيحة الامتصاص فيه معزول حرارياً. وكانت انبعاثية كل من الغطاء الزجاجي وصفيحة الامتصاص (0.9) و (0.95) على التوالي. فاذا علمت ان درجة حرارة الغطاء الزجاجي (75°C) ودرجة حرارة صفيحة الامتصاص (35°C), خمن معدل فقدان الحرارة من الصفيحة بواسطة الحمل الحراري والاشعاع في آن معاً. اتخذ معامل انتقال الحرارة بالحمل الحراري بين الصفيحة والغطاء مساوياً (12 W/m^2).

7.54 Calculate the glass cover temperature of the collector in problem 7.53, for the following conditions:

The solar radiation striking the surface of the glass cover of the collector is 1100 W/m^2, the ambient air temperature is 30°C, the transitivity of the glass cover for solar radiation is 0.6,

7.54 احسب درجة حرارة الغطاء الزجاجي في المسألة 7.53 في الظروف التالية:

الاشعاع الشمسي الساقط على الغطاء الزجاجي يساوي (1100 W/m^2) ودرجة حرارة المحيط الجوي (30°C), ونفاذية الزجاج للاشعاع الشمسي (0.6),

and the natural convection heat transfer coefficient for the prevailing surrounding conditions is 15 W/m^2K and the sky temperature is 17^0C.

ومعامل انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي في الظروف الجوية السائدة ($15\ W/m^2K$) ودرجة حرارة السماء تساوي (17^0C).

Research Oriented Questions

اسئلة البحوث القصيرة

7.55 Discuss the nature of radiation and the various regions of the electromagnetic spectrum.

7.55 ناقش طبيعة الاشعاع بما في ذلك المناطق المختلفة للطيف الكهرومغناطيسي.

7.56 What is thermal radiation? What are the spectral characteristics of infrared radiation? How does infrared radiation differ from visible light?

7.56 ما هو الاشعاع الحراري؟ ما هي الخصائص الطيفية للاشعة تحت الحمراء؟ كيف تختلف الاشعة تحت الاحمراء عن الضوء المرئي؟

7.57 Why does matter emit thermal radiation? Explain spectral emission including spectral emissive power and spectral emissivity of surfaces.

7.57 لماذا ينبعث الاشعاع الحراري من المواد؟ اشرح ظاهرة الانبعاث الطيفي بما في ذلك القدرة الانبعاثية الطيفية والانبعاثية الطيفية للاسطح.

7.58 Explain the role of black body radiation in heat transfer analysis.

7.58 اشرح اهمية ودور الاشعاع الصادر من الاجسام السوداء في تحليلات انتقال الحرارة.

7.59 How do you apply Plank distribution, Wien's displacement law and Stefan - Boltzmann law in thermal radiation calculations?

7.59 كيف تُطَبِق كل من توزيع بلانك, وقانون واين للازاحة و قانون ستيفان - بولتزمان في حسابات الاشعاع الحراري؟

7.60 Define a gray surface. Why is the hemispherical emissivity used for gray body radiation? How would you relate the spectral emissivity to the total hemispherical emissivity?

7.60 عرف السطح الرمادي. لماذا تُستخدم الانبعاثية نصف الكروية للجسم الرمادي؟ كيف ترتبط الانبعاثية الطيفية بالانبعاثية نصف الكروية الاجمالية؟

7.61 Write down a comparison for a blackbody, a gray body and a real body. How do you assign an emissivity to each one of these bodies?

7.61 اكتب مقارنة بين الجسم الاسود والجسم الرمادي والجسم الحقيقي. كيف يتم تحديد انبعاثية كل من هذه الاجسام؟

7.62 Discuss surface radiative properties. Show how the spectral properties are related to the total properties.

7.62 ناقش خواص الاسطح الاشعاعية ووضح كيف ترتبط الخواص الطيفية بالخواص الاجمالية.

7.63 Discuss diffuse reflection of thermal radiation and compare it to specular reflection. What is the significance of assuming diffuse surfaces in radiative heat transfer calculations?

7.63 نــاقش ظــاهرة الانعكــاس الانتشــاري للاشــعاع الحراري وقارنه بالانعكاس المرآتي. ما هي اهمية افتراض الاسطح بأنها اسطح ناشرة في حسابات انتقال الحرارة بالاشعاع؟

7.64 Write about significance of thermal radiation absorption, reflection and transmission in solar collector calculations.

7.64 اكتب ماتعرفه عن اهمية امتصاص وانعكاس ونفاذ الاشعاع الحراري في حسابات المُجمِعات الشمسية.

7.65 Define the view factor and explain the rules associated with the view factor analysis. Why is the view factor for a flat plate with respect to itself equal zero? Can the view factor for one surface be more than zero?

7.65 عــرف عامــل الرؤيــة واشــرح القواعــد المتعلقــة بحساباته. لماذا تكون قيمة عامل الرؤية لصفيحة مستوية نسبة الى سطحها تساوي صفراً؟ هل يمكن لقيمة عامل الرؤية لسطح واحد ان تفوق الصفر؟

7.66 Discuss the similarity between electrical circuits and radiation resistance network. How does the radiation network compare to the conduction resistance network?

7.66 ناقش التشابه بين الدوائر الكهربائية وشبكة المقومات الاشعاعية. كيف تقارن بين شبكة الاشعاع وشبكة مقاومات التوصيل الحراري؟

7.67 How do you apply radiation exchange between gray surfaces to industrial furnace design?

7.67 كيف يمكنك تطبيق تبادل الاشعاع بين السطوح الرمادية في تصميم الافران الصناعية؟

7.68 Conduct a search for a typical furnace dimensions and the method of heating from your local industry and preform a radiative heat transfer analysis. Use Excel to calculate the surface temperatures.

7.68 قم باجراء بحث لتحديد ابعاد فرن وطريقة تسخينه موجود في احد المصانع المحلية, ثم انجز تحليلات انتقال الحــرارة بواسـطة الاشـعاع . اسـتخدم برنـامج الاكسـيل لحساب درجات الحرارة لاسطحه.

7.69 Write an essay about reradiating surfaces and radiation shields.

7.69 اكتـب ماتعرفـه عـن اسـطح اعـادة الاشـعاع وعـن حواجز الاشعاع.

7.70 How do you apply radiation and convection heat transfer analysis to solar collectors?

7.70 كيف يمكنك تطبيق تحليلات انتقال الحرارة بواسطة الاشعاع والحمل الحراري على المُجمِعات الشمسية؟

7.71 Set up an excel program for a full heat transfer analysis of a typical flat plate collector having a surface area of 2-m x 3m.

7.71 قـم باعـداد برنـامج اكسـيل يخـص تحلـيلات انتقـال الحرارة الشاملة لمجمع شمسي نموذجي مساحته السطحية (2-m x 3-m).

7.72 How does gas emission and absorption of thermal radiation affect industrial furnace design? Draw a typical radiative resistance network for a cylindrical surface including the gas resistance.

7.72 كيف يؤثر انبعاث وامتصاص الغاز للاشعاع على تصميم الافران الصناعية؟ ارسم شبكة مقاومة إشعاعية نموذجية لسطح أسطواني بما في ذلك مقاومة الغاز.

7.73 Discuss solar radiation and the prospects of using solar energy as an alternative power source.

7.73 ناقش الاشعاع الشمسي وآفاق استخدام الطاقة الشمسية كمصدر بديل لتوليد القدرة.

7.74 Write an essay about the worldwide use of solar energy to produce electrical power.

7.74 اكتب ماتعرفه عن الاستخدام العالمي لتوليد القدرة الكهربائية من الطاقة الشمسية.

7.75 What do you know about the greenhouse effect and global warming?

7.75 ماذا تعرف عن ظاهرة الاحتباس الحراري وتدفئة الكرة الارضية؟

7.76 What are the green house gases? How can we reduce the emission of these gases? List the possible consequences of having temperature rise of 2°C around the earth atmosphere.

7.76 ماهي غازات الاحتباس الحراري؟ كيف يمكن تقليل انبعاث هذه الغازات؟ اذكر الاضرار التي قد تحصل نتيجة ارتفاع درجة حرارة الغلاف الجوي (2°C).

Chapter 8

Heat Exchangers

Learning objectives of chapter 8

When you have completed this chapter you should be able to

1. Describe of the counter flow and parallel flow double pipe heat exchangers.
2. Calculate the overall heat transfer coefficient for heat exchangers.
3. Apply the LMTD method to determine the heat exchange surface area of a double pipe heat exchanger.
4. Calculate the number of tubes for a multi-pass shell and tube heat exchanger.
5. Discuss the NTU method.
6. Estimate the heat exchange area of cross flow heat exchangers.
7. Determine the heat transfer area of a condenser.
8. Apply the NTU-effectiveness method to study the performance of heat exchangers and condensers.

الفصل الثامن

المبادلات الحرارية

اهداف دراسة الفصل اثامن

بعد الانتهاء من دراسة هذا الفصل ستتمكن من

1. وصْف المبادلات الحرارية الانبوبية ذات الجريان المتوازي والمبادلات ذات الجريان المتعاكس.
2. حساب معامل انتقال الحرارة الكلي للمبادلات الحرارية.
3. تطبيق طريقة (LMTD) لتحديد المساحة السطحية المتاحة لانتقال الحرارة في المبادل الحراري الانبوبي.
4. حساب عدد الانابيب للمبادل الحراري ذو الغلاف والانابيب.
5. وصْف ومناقشة طريقة (NTU).
6. تقدير المساحة المتاحة لانتقال الحرارة في المبادلات الحرارية ذات الجريان المتقاطع.
7. تحديد المساحة المتاحة لانتقال الحرارة في جهاز تكثيف البخار.
8. تطبيق طريقة (NTU)-الفعالية لدراسة اداء المبادلات الحرارية واجهزة التكثيف.

How does heat get recovered in industry?

A heat exchanger is a device used to carry out the heat transfer between two fluids at different temperatures. The duty of the heat exchanger could be heat recovery, condensation or boiling. The hot and cold fluids may well be separated by a metal wall to avoid mixing. Different types of heat exchangers are used in industry; typical equipment are the double pipe, cross flow and shell and tube exchangers. The common shell and tube exchangers are usually manufactured according to the standards set by the Tubular Exchanger Manufacturers Association or (TEMA).

Heat transfer from the fluid is achieved by convection and through the tube walls by conduction. Thus, the design of the exchangers is based on the overall heat transfer coefficient. Furthermore, Industrial heat exchanges are well insulated to minimize heat losses from the shell.

We will start this chapter with the analysis of parallel and counter flow double pipe heat exchanges. We will then apply the Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD) method to determine the heat transfer area of double pipe, shell and tube and cross flow exchangers. We then discuss the analysis of heat exchangers and condensers by the effectiveness-NTU method, including the determination of the unknown outlet temperature of fluids. Finally, we outline the selection and design procedure of heat exchangers.

كيف يتم استرداد الحرارة الفائضة في المصانع؟

المبادل الحراري هو جهاز يستخدم لأنجاز انتقال الحرارة بين مائعين في درجتي حرارة مختلفتين. فقد تكون مهمة المبادل الحراري الاستفادة من حرارة المائع الساخن لرفع درجة حرارة مائع بارد, او تكثيف بخار معين او غليان سائل ما. حيث يتم عادة فصل المائع الساخن عن المائع البارد بجدار معدني لمنع اختلاط المائعين. يستخدم عدد من انواع المبادلات الحرارية في المصانع, كالمبادلات الحرارية الانبوبية والمبادلات ذات الجريان المتقاطع والمبادلات الحرارية ذات الغلاف والانابيب. وعادة, يتم تصنيع المبادلات ذات الغلاف والانابيب شائعة الاستعمال وفقاً للمعايير التي وضعتها جمعية مصنعي المبادلات الحرارية (TEMA).

يتحقق انتقال الحرارة من المائع بواسطة الحمل الحراري, ومن خلال جدران الانابيب بواسطة التوصيل, وعليه يعتمد تصميم المبادلات الحرارية على معامل انتقال الحرارة الكلي. بالاضافة الى ذلك, يتم عزل المبادلات الحرارية جيداً لتقليل فقدان الحرارة الى الحد الادنى.

سنبدأ هذا الفصل بدراسة المبادلات الحرارية الانبوبية ذات الجريان المتوازي وكذلك المبادلات ذات الجريان المتعاكس. ومن ثم نطبق طريقة المتوسط اللوغاريثمي لفرق درجة الحرارة (LMTD) لتحديد المساحة المتاحة لانتقال الحرارة في المبادلات الانبوبية والمبادلات ذات الغلاف والانابيب وكذلك المبادلات ذات الجريان المتقاطع. وبعدها نتناول تحليلات المبادلات الحرارية واجهزة تكثيف البخار بطريقة الفعالية - (NTU), بما في ذلك تحديد درجة الحرارة المجهولة للمائع الخارج من المبادل الحراري. وفي الختام, نكتب موجزاً عن كيفية اختيار المبادل الحراري وخطوات تصميمه.

8.1 Double Pipe Heat Exchanger

This is the simplest form of heat exchange equipment. It consists of two concentric tubes. One fluid flows through the inner tube and the other fluid flows through the space between the two pipes. The hot and cold fluids may enter at the same end leave at the other end; this is known as the ***parallel-flow*** arrangement. In the ***counter-flow*** arrangement, the fluids enter at opposite ends and leave at the other opposite ends of the exchanger. The two types of flow are illustrated in Figure 8.1.

8.1 المبادل الحراري الانبوبي

يُعد هذا المبادل من ابسط انواع المبادلات الحرارية, حيث يتألف من انبوبين متمركزين يجري احد الموائع في الانبوب الداخلي ويجري المائع آخر في المجال الحلقي بين الانبوبين. وقد يدخل المائع الساخن والمائع البارد في نفس الطرف ويخرجا من الطرف الثاني, فيسمى هذا الترتيب ***الجريان المتوازي***. وفي ترتيب ***الجريان المتعاكس*** يدخل المائع الساخن في احد طرفي المبادل الحراري ويدخل المائع البارد في الطرف الآخر ثم يخرج المائعان من طرفين مختلفين. يوضح الشكل 8.1 نوعي الجريان.

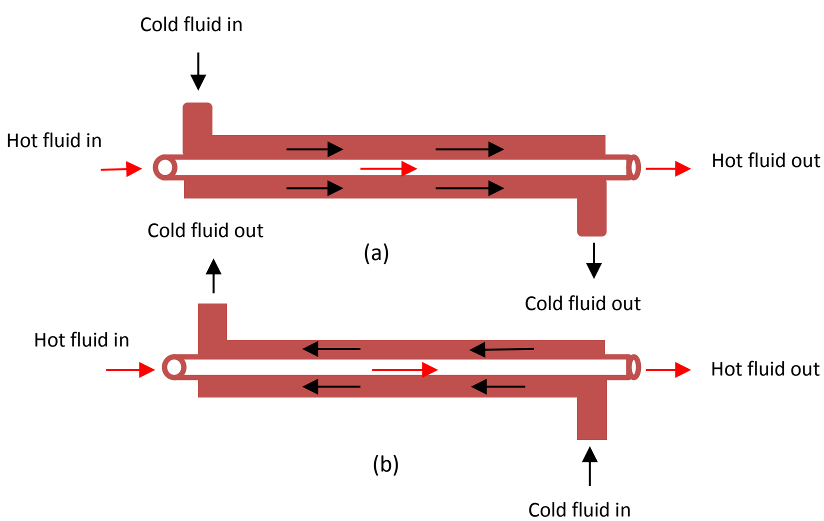


Figure 8.1 الشكل

Double pipe heat exchanger المبادل الحراري الانبوبي
(a) Parallel flow الجريان المتوازي , (b) Counter flow الجريان المتعاكس

8.2 Heat transfer in a Double Pipe Heat Exchanger

8.2 انتقـال الحـرارة فـي المبـادل الحـراري الانبوبي

Heat is transferred from the hot fluid to the inner pipe wall by convection, then through the pipe wall by conduction and finally to the cold fluid by convection. In some applications, the radiation effect may be included in the convection heat transfer coefficient. The thermal resistance network of the exchanger consists of three resistances, two of them are convection and the third one is conduction, as shown in Figure 8.2.

تنتقـل الحـرارة مـن المـائع السـاخن الـى جـدار الانبـوب الداخلي بواسطة الحمل الحراري, ثم تنتقل من خلال جدار الانبـوب بواسـطة التوصـيل واخيـراً الـى المـائع البـارد بواسطة الحمل الحراري. وفي بعض التطبيقات قد يتم شمول تأثير الاشعاع الحراري ضمن قيمة معامل انتقال الحـرارة بالحمـل. تتركـب شـبكة المقاومـات الحراريـة للمبـادل الحـراري مـن ثـلاث مقاومـات, اثنـان منهـا هـي مقاومـات الحمل الحراري والثالثـة هـي مقاومـة التوصـيل كما هو مبين في الشكل 8.2.

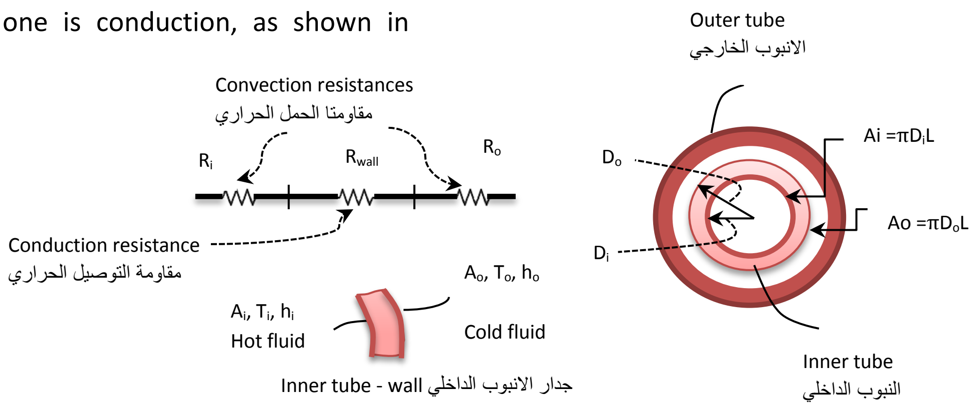


Figure 8.2 الشكل

Network for a double pipe heat exchanger
شبكة المقاومات الحرارية للمبادل الحراري الانبوبي

where i and o represent the inner and outer surfaces of the inner tube.

حيث ان (i) و (o) يشيران الى السطح الداخلي والسطح الخارجي لجدار الانبوب.

R_i = inner thermal resistance
R_o = outer thermal resistance
R_{wall} = wall thermal resistance-conduction
L = length of the heat exchanger

(R_i) = المقاومة الحرارية الداخلية
(R_o) = المقاومة الحرارية الخارجية
(R_{wall}) = مقاومة التوصيل الحراري للجدار
(L) طول المبادل الحراري

The total thermal resistance R_{total}:

المقاومة الحرارية الاجمالية (R_{total}) :

$$R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(\frac{D_1}{D_2})}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \qquad (8.1)$$

$$A_i = \pi D_i L \quad , \quad A_o = \pi D_o L$$

As discussed in Chapter 2, the rate of heat transfer q in terms of the total resistance R_{total} and ***overall heat transfer coefficient*** U is expressed as

وكما ورد في الفصل االثاني, يُكتب معدل انتقال الحرارة (q) بدلالة المقاومة الاجمالية (R_{total}) و ***معامل انتقال الحرارة الكلي*** (U) كالآتي

$$q = \frac{\Delta T}{R_{total}} = U\,A\,\Delta T = U_i\,A_i\,\Delta T = U_o\,A_o\,\Delta T \qquad (8.2)$$

$$\frac{1}{A\,U} = \frac{1}{A_i\,U_i} = \frac{1}{A_o\,U_o} \qquad (8.3)$$

where ΔT is the ***overall temperature difference***. The overall heat transfer coefficient whose units are W/m^2K was discussed in chapter 2. Note that equation (8.2) is similar to equation (2.14). There are two different values of overall heat transfer coefficient in equation (8.3) U_i and U_o, each one is linked to the relevant area. As seen from equation (8.3), $U_i\,A_i = U_oA_o$, however $U_i \neq U_o$ and $U_i = U_o$ will only be true if $A_i = A_o$. When the thickness of the inner tube wall is small, and the thermal conductivity of the metallic material k is high, the thermal resistance of the wall will be small and can be neglected ($R_{wall} = 0$). In this case, $A_i \approx A_o \approx A$ and $U_i \approx U_o \approx U$ and therefore combining equation (8.1) and (8.3) give

يمثل الرمز (ΔT) ***الفرق الكلي بدرجة الحرارة***. وقد تم مناقشة معامل انتقال الحرارة الكلي في الفصل الثاني حيث كانت وحداته (W/m^2K). تجدر الملاحظة الى أن المعادلة (8.2) هي مشابه للمعادلة (2.14). وهناك نوعان من معامل انتقال الحرارة في المعادلة (8.3), هما (U_i) و (U_o), وان كل واحد منهما مرتبط بالمساحة الخاصة به. ويتضح من المعادلة (8.3) بأن ($U_i\,A_i = U_oA_o$), لكن ($U_i \neq U_o$), ولا يتحقق مساواتهما الا عندما تكون المساحات متساوية, اي ($U_i = U_o$) في حالة ($A_i = A_o$).

عندما يكون سُمك جدار الانبوب الداخلي صغيراً, وتكون قيمة الموصلية الحرارية لمادة الجدار المعدنية (k) عالية, تصبح مقاومة الجدار الحرارية صغيرة جداً بحيث يمكن اهمالها, اي بمعنى آخر ($R_{wall} = 0$). وفي هذه الحالة يصبح ($A_i \approx A_o \approx A$) و ($U_i \approx U_o \approx U$), وعليه ي فإن دمج المعادلتين (8.1) و (8.3) يعطي

$$R_{total} = \frac{1}{h_iA_i} + \frac{1}{h_oA_o}$$

$$\therefore \frac{1}{A\,U} = \frac{1}{h_iA_i} + \frac{1}{h_oA_o} \quad , \qquad A_i \approx A_o \approx A$$

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \qquad (8.4)$$

where h_i and h_o represent the inside and outside convection heat transfer coefficients respectively. The values of the coefficients

يمثل كل من (h_i) و (h_o) معامل انتقال الحرارة بالحمل الداخلي والخارجي على التوالي, حيث يتم تحديد قيمهما

are determined by the appropriate forced convection relations. Typical values of overall het transfer coefficients are provided in the table 8.1.

باستخدام معادلات الحمل القسري المناسبة. يمنح الجدول 8.1 قيماً مختارة لمعامل انتقال الحرارة الكلي.

Table 8.1 الجدول

Typical values of overall heat transfer coefficients [1, 2]
قيم مختارة لمعامل انتقال الحرارة الكلي

Type of hot and cold fluids	U W/m^{2}K
Water to Water	850 - 1700
Water to oil	110 - 350
Steam condenser (water in tubes)	1000 - 6000
Freon condenser (water cooled)	300 - 1000
Alcohol condenser (water cooled	250 - 700
Ammonia condenser (water cooled)	800 - 1400
Steam – air in finned tubes (steam in tubes)	30 - 300
Water to air in finned tubes (water in tubes, air in cross flow)	25 - 50
Gas to gas	10 - 40

The determination of the overall heat transfer coefficient is essential for the design of heat exchangers. Particularly for ***Shell and tube*** heat exchangers which are the most common equipment in the process industry. A typical shell and tube exchanger consists of a bundle of tubes surrounded by a cylindrical shell. We will discuss this type of heat exchanges in the forthcoming sections

يُعد تقييم معامل انتقال الحرارة الكلي ضرورياً لتصميم المبادلات الحرارية, لاسيما المبادلات من نوع ***الغلاف والانابيب*** , والتي هي من اكثرالمعدات شيوعاً في المصانع. يتركب المبادل ذو الغلاف والانابيب من حزمة انابيب محاطة بغلاف انبوبي. وسوف نتطرق الى مناقشة هذا النوع من المبادلات الحرارية في الفقرات القادمة.

8.2.1 Fouling Factor

8.2.1 عامل التلوث

Equation (8.1) gives the total resistance for an unused heat exchanger. However, after some time of operation, the performance of the exchanger declines due to the formation of scale on the inside surface of the tubes.

تُعطي المعادلة (8.1) قيماً للمقاومة الاجمالية لمبادل حراري غير مستعمل, لكن بعد مرور فترة زمنية من التشغيل ينخفض مستوى اداء المبادل الحراري, وذلك نتيجة ترسب طبقة من المواد الصلبة فوق سطح الانبوب الداخلي.

Scale, which is a result of precipitation of solid materials on the heat transfer surface, reduces the rate of heat transfer. This effect is due to the addition of resistance known as ***fouling factor*** R_f. Calcium-based fouling is common in industrial heat exchanger that are used for heating water, particularly if the water is not treated. Consequently, heat exchanges in industry may require regular chemical cleaning to remove the layer of deposits.

Another form of fouling is the ***chemical fouling*** which is caused by chemical reactions. This type may occur in the heat exchangers of the process industry. ***Corrosion*** is considered to be the most common chemical fouling. The use of plastic pipes is the best way to avoid corrosion. Also, the addition of anti-corrosion agents to the corrosive liquids may also help to eliminate its effect.

The third type is the ***biological fouling***, it may occur in some industrial heat exchangers due to the growth of algae and other organisms. This type can be prevented by chemical treatment.

Obviously, the fouling resistance must be included in the evaluation of the overall heat transfer coefficient. Thus, equation (8.1) is modified to

تُسبب الطبقة المترسبة على سطح انتقال الحرارة مقاومة حرارية اضافية, وهذا بدوره يؤدي الى تقليل معدل انتقال الحرارة, ويطلق على هذه المقاومة **عامل التلوث** (R_f). والمعلوم ان الترسبات الكلسية شائعة في المبادلات الحرارية الصناعية, خاصة تلك التي تُستخدم لتسخين الماء غير المعالج, ولذلك تحتاج هذه المبادلات الى التنظيف الكيميائي على فترات زمنية منتظمة للتخلص من طبقة الترسبات.

وهناك ***التلوث الكيميائي*** الذي قد ينشأ بسبب التفاعلات الكيميائية, حيث يحدث هذا التلوث في المبادلات الحرارية المستخدمة في معامل التصنيع. ويُعتبر التآكل من اكثر انواع التلوث الكيميائي شيوعاً, لذا يُعد استخدام الانابيب البلاستيكية افضل طريقة لتجنبه, كما ان اضافة المواد المضادة للتآكل قد يساعد ايضاً في القضاء على تأثيره.

اما نوع التلوث الثالث فهو ***التلوث الحيوي*** (البيولوجي) والذي قد يحصل في بعض المبادلات الحرارية الصناعية نتيجة نمو الطحالب وبعض الكائنات الحية الاخرى. ويمكن منع حدوث هذا النوع من التلوث بالمعالجات الكيميائية.

وهكذا يتضح بأن شمول مقاومة التلوث في حساب معامل انتقال الحرارة الكلي امر ضروري, وعليه تُعدل صيغة المعادلة (8.1) الى

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(\frac{D_o}{D_i})}{2\pi k L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \qquad (8.5)$$

Introducing U into the above equation gives

وبادخال (U) في المعادلة اعلاه ينتج

$$R_{total} = \frac{1}{A\,U} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(\frac{D_o}{D_i})}{2\pi k L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \qquad (8.6)$$

Selected typical values of fouling factors are given in table 8.1.

يعرض الجدول 8.1 قيماً مختارة لعوامل التلوث.

Table 8.2 الجدول

Typical values of fouling factors
قيم مختارة لعوامل التلوث

Fluid	**R_f (m^2. K/W)**
Seawater, river water and boiler feed water (below 50°C)	0.0001
Seawater, river water and boiler feed water (above 50°C)	0.0002
Fuel oil	0.0009
Steam (oil-free)	0.0001
Refrigerant liquids	0.0002
Refrigerant vapors	0.0004
Air	0.0004

Example 8.1

Fuel oil is to be cooled by water in a stainless steel double pipe heat exchanger. Water flows in the inner tube whose inner diameter is 3.00-cm and has a wall thickness of 0.04-cm. Fuel oil flows through the annular space (the shell). If the tube-side heat transfer coefficient is 7000 W/m^{2}K and the shell-side coefficient is 75 W/m^{2}K, calculate the total resistance per unit length and the overall heat transfer coefficients for (a) an unused exchanger and (b) an exchange with typical values of fouling factors.

المثال 8.1

يُبرد زيت الوقود بواسطة الماء في مبادل حراري انبوبي مصنوع من الصلب المقاوم للصدأ. يجري الماء في الانبوب الداخلي, حيث ان قطره الداخلي يساوي (3.0-cm) وسمك جداره (0.04-cm). يجري زيت الوقود في المجال الحلقي بين الانبوبين (الغلاف). فاذا كان معامل انتقال الحرارة في الانبوب الداخلي يساوي (7000 W/m^{2}K) وفي الغلاف (75 W/m^{2}K), احسب المقاومة الاجمالية ومعامل انتقال الحرارة الكلي لكل من (أ) مبادل حراري غير مستعمل و(ب) مبادل حراري يتميز بعوامل تلوث نموذجية (اي كما وردت في الجدول 8.2).

$k_{stainless}$ = 15 W/m.K

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

D_i = 3.0 cm, D_o = 3 + 0.04 = 3.04 cm

h_i = 7000 W/m^{2}k, h_o = 75 W/m^{2}K, $k_{stainless}$ = 15 W/m.K

Find:

المطلوب ايجاده:

(a) The total resistance per unit length R_{total} and the overall heat transfer coefficients U_i and U_o for a clean double pipe heat exchanger.

(b) The total resistance per unit length R_{total} and the overall heat transfer coefficients U_i and U_o for the exchanger with fouling.

(أ) المقاومة الاجمالية لكل وحدة طول (R_{total}) وكذلك قيم معامل انتقال الحرارة الكلي (U_i) و (U_o) لمبادل حراري غير مستعمل.

(ب) المقاومة الاجمالية لكل وحدة طول (R_{total}) وكذلك قيم معامل انتقال الحرارة الكلي (U_i) و (U_o) لمبادل حراري ملوث بالترسبات.

Assumptions:

1. Constant rate of heat transfer.
2. Constant fouling factors.

الافتراضات:

1. معدل انقال الحرارة ثابت المقدار.
2. قيمة عامل التلوث ثابتة.

Analysis:

التحليلات:

(a) We apply equation (8.1) to estimate the total resistance R_t.

(أ) نطبق المعادلة (8.1) لتقييم المقاومة الاجمالية (R_t).

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(\frac{D_o}{D_i})}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \qquad \text{(Eqn. 8.1)}$$

$A_i = \pi\, D_i\, L = \pi \times 0.03 \times 1 = 0.0942\ m^2$

$A_o = \pi\, D_o\, L = \pi\ (0.03 + 0.004) \times 1 = 0.1068\ m^2$

$$R_{total} = \frac{1}{7000 \times 0.0942} + \frac{\ln(\frac{0.034}{0.03})}{2\pi \times 15 \times 1} + \frac{1}{75 \times 0.1068} = \underline{0.12768\ K/W}$$

$U_i = 1/R_{total}\, A_i$

$U_i = 1/(0.12768 \times 0.0942) = \underline{83.143\ W/m^2K}$

$U_o = 1/R_{total}\, A_o$

$U_o = 1/(0.12768 \times 0.1068) = \underline{73.334\ W/m^2K}$

(b) We apply equation (8.5) to evaluate the total resistance. Typical fouling factor values from table 8.2

(ب) نطبق المعادلة (8.5) لحساب المقاومة الاجمالية. نقرأ قيم نموذجية لعوامل التلوث من الجدول 8.1, وهي

$R_{i,f}$ (for water) = 0.0001

$R_{o.f}$ (for fuel oil) = 0.0009

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{i,f}}{A_i} + \frac{\ln(\frac{D_o}{D_i})}{2\pi k L} + \frac{R_{o,f}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \qquad \text{(Eqn. 8.5)}$$

$$R_{total} = \frac{1}{7000 \text{ x } 0.0942} + \frac{0.0001}{0.0942} + \frac{\ln(\frac{0.034}{0.03})}{2\pi \text{ x } 15 \text{ x } 1} + \frac{0.0009}{0.1068} + \frac{1}{75 \text{ x } 0.1068} = 0.13717 \text{ K/W}$$

U_i = 1/(0.13717x 0.0942) = 77.278 W/m²K

U_o = 1/(0.13737 x 0.1068) = 68.161 W/m²K

Comments:

1. The values of the overall heat transfer coefficients for the exchanger with fouling are smaller than those for the clean exchange; this is due to the extra resistances caused by fouling.
2. If we consider the inner pipe to be thin-walled and ignore the wall thickness effect, the overall heat transfer coefficient will only have one value based on the tube area.

الملاحظات:

1. يُعزى الاختلاف في قيم معامل انتقال الحرارة الكلي الى مقاومة التوصيل الحراري الاضافية الناجمة عن طبقة الترسبات.
2. اذا اعتبرنا جدار الانبوب رقيقاً بحيث يمكن اهمال سُمكه, سيتخذ معامل انتقال الحرارة الكلي قيمة واحدة فقط تُحسب على اساس مساحة الانبوب الداخلي.

Exercise:

Repeat the calculations of example 8.1 for a clean exchanger that has a thin-wall inner tube.

تمرين:

كرر حسابات المثال 8.1 معتبراً جدار الانبوب الداخلي كجدار رقيق.

8.2.2 Heat Balance

According to the first law of thermodynamics, the heat gained by the cold fluid q_{cold} of a double pipe heat exchanger, equals the heat lost by the hot fluid q_{hot}, that is: $q_{cold} = q_{hot} = q$. Thus, the heat balance in terms of ***mass flow rates*** can be expressed as

8.2.2 الموازنة الحرارية

وفقاً للقانون الاول لديناميك الحرارة, تتساوى الحرارة التي يكتسبها المائع البارد (q_{cold}) اثناء جريانه في مبادل حراري انبوبي مع الحرارة التي يفقدها المائع الساخن (q_{hot}), اي ان ($q_{cold} = q_{hot} = q$), وعليه يمكن كتابة الموازنة الحرارية بدلالة ***معدل الجريان الكتلي*** كالآتي

$$q = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \qquad (8.7\text{- A})$$

$$q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \qquad (8.7\text{- B})$$

$\dot{m}_c$ (kg/s) = mass flow rate of the cold fluid.
$\dot{m}_h$ (kg/s)= mass flow rate of the hot fluid.
$C_{p,c}$ (J/kg.K) = specific heat capacity of the cold fluid.
$C_{p,h}$ (J/kg.K) = specific heat capacity of the hot fluid.
$T_{c,out}$ (^oC or K) = mean temperature of cold fluid at the outlet.
$T_{c,in}$ (^oC or K) = mean temperature of cold fluid at the inlet.
$T_{h,in}$ (^oC or K) = mean temperature of hot fluid at the inlet.
$T_{h,out}$ (^oC or K) = mean temperature of hot fluid at the outlet.

$\dot{m}_c$ (kg/s) = معدل الجريان الكتلي للمائع البارد.
$\dot{m}_h$ (kg/s) = معدل الجريان الكتلي للمائع الساخن.
$C_{p,c}$ (J/kg.K) = السعة الحرارية النوعية للمائع البارد.
$C_{p,h}$ (J/kg.K) = السعة الحرارية النوعية للمائع الساخن.
$T_{c,out}$ (^oC or K) = متوسط درجة الحرارة المائع البارد عند خروجه من المبادل الحراري.
$T_{c,in}$ (^oC or K) = متوسط درجة الحرارة المائع البارد عند دخوله المبادل الحراري.
$T_{h,in}$ (^oC or K) = متوسط درجة الحرارة المائع الساخن عند دخوله المبادل الحراري.
$T_{h,out}$ (^oC or K) = متوسط درجة الحرارة المائع الساخن عند خروجه من المبادل الحراري.

Equations (8.7-A, B) may be used to determine the unknown mean-temperature of one of the fluids at steady state operation. The equations may also be applied to evaluate the rate of heat transfer q. However, the design of any type of a heat exchanger often requires calculating the area. For this purpose, we may apply Newton's law for a temperature difference between the hot and cold fluids ΔT, thus

يمكننا استخدام المعادلات (8.7-A, B) لتحديد قيم متوسط درجة الحرارة المجهولة لاحد المائعين في حالة التشغيل المستقر. كما يمكن استخدامها لتقييم معدل انتقال الحرارة (q). ولكن,غالباً ما يتطلب تصميم المبادلات الحرارية ايجاد المساحة, ولهذا الغرض نستطيع تطبيق قانون نيوتن باعتبار فرق درجة الحرارة بين المائع الساخن والبارد يساوي (ΔT), اذن

$$q = U\,A\,\Delta T \qquad (8.8)$$

The question is, how do we define ΔT? In fact, the temperature of each fluid varies along the length of the heat exchange as shown in Figure 8.3. Thus, the temperature difference between the hot and cold fluids varies with length, that is $\Delta T = f(x)$. It is therefore appropriate to have a mean value of temperature difference ΔT_m which we will define in the next section.

والسؤال هنا, كيف يمكننا تعريف (ΔT)؟ في الواقع تتغير درجة حرارة كلا المائعين على امتداد طول المبادل الحرراي كما هو مبين في الشكل 8.3. ونتيجة لذلك, تتغير قيمة الفرق بدرجة الحرارة بين المائع الساخن والمائع البارد مع تغير الطول, اي ان [$\Delta T = f(x)$]. وعليه فمن المناسب اعتماد قيمة وسطية لفرق درجة الحرارة (ΔT_m) التي سنتطرق اليها في الفقرة القادمة.

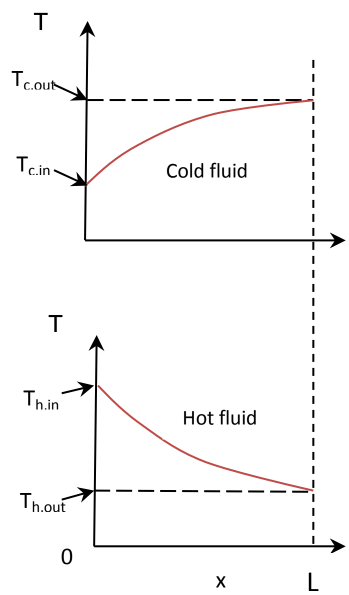


Figure 8.3 الشكل

Variation of fluid temperatures in a heat exchanger
تغير درجة حرارة الموائع في المبادل الحراري

8.3 Heat Exchanger Analysis

It is clear now that we need to apply equations (8.7) and (8.8) in order to estimate the heat exchange area or predict the performance of a heat exchanger. The heat transfer analysis of a heat exchanger may be simplified by some assumptions. These include, steady state operation, constant mass flow rate of the fluids, constant properties of fluids, negligible changes in kinetic and potential energy, perfect insulation of the exchanger shell,

8.3 التحليلات الهندسية للمبادلات الحرارية

اصبح من الواضح الآن اننا نحتاج الى تطبيق المعادلات (8.7) و(8.8) لحساب المساحة اللازمة لانتقال الحرارة او للتنبؤ بأداء المبادل الحراري. ويمكن تبسيط تحليلات انتقال الحرارة من خلال بعض الافتراضات والتي تشمل: التشغيل في حالة الاستقرار, ثبوت معدل الجريان الكتلي للموائع, ثبوت خواص الموائع, اهمال الطاقة الحركية والطاقة الناجمة عن وضع المبادل الحراري, غلاف المبادل معزول تماماً بحيث ينعدم تسرب الحرارة الى المحيط

thus no heat loss to the surroundings and negligible axial conduction along the tubes. As mentioned earlier, an average value of the temperature difference between the hot and cold fluid is required for the heat transfer calculations. The mathematical average applies to linear changes and would give inaccurate predictions for heat exchangers. Thus, a ***logarithmic mean*** is required to address the temperature changes indicated in Figure 8.3.

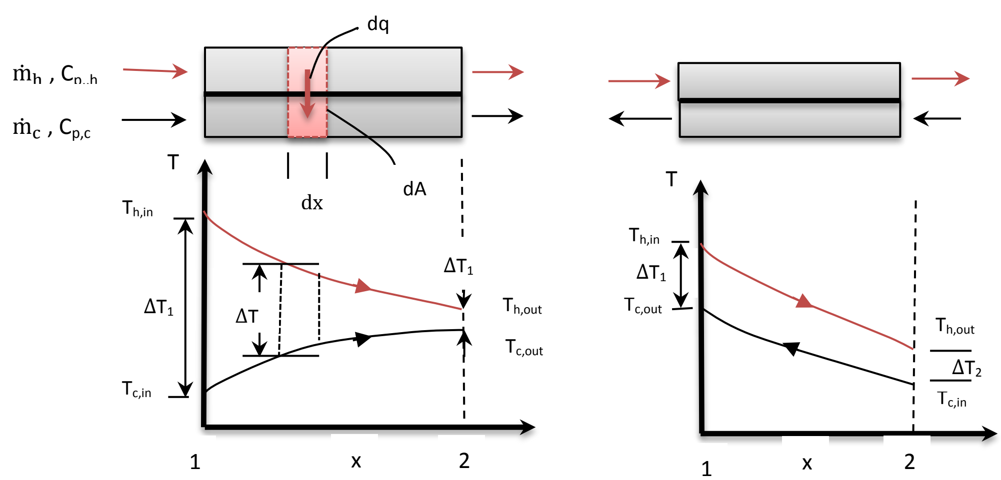
واهمال التوصيل الحراري بالاتجاه الطولي لانابيب المبادل الحراري. وكما ذكرنا سابقاً, فالامر يتطلب ايجاد قيمة وسطية لفرق درجة الحرارة لانجاز حسابات المبادلات الحرارية. والمعلوم ان المتوسط الحسابي ينطبق على التغيرات الخطية فقط, اي التغيرات التي تتبع معادلة الخط المستقيم, لذا فإن اعتماده في التحليلات الحرارية قد يعطي نتائج خاطئة. وعليه ينبغي استخدام ***المتوسط اللوغاريثمي*** لتمثيل التغيرات بدرجة الحرارة الموضحة في الشكل 8.3.

8.3.1 The log Mean Temperature Difference (LMTD)

8.3.1 المتوسط اللوغاريثمي لفرق درجة الحرارة (LMTD)

Let us consider a ***parallel flow double pipe heat exchanger***. The temperature profile for the fluids is shown in Figure 8.4 (a).

دعنا ننظر في ***مبادل حراري انبوبي متوازي الجريان***, حيث يبين الشكل [(a) 8.4] منحنيات درجة الحرارة للموائع الجارية فيه.



(a) Parallel flow
الجريان المتوازي

(b) Counter flow
الجريان المتعاكس

Figure 8.3 الشكل

Temperature profiles for a double pipe heat exchanger
منحنيات تغير درجة الحرارة لمبادل حراري انبوبي

Note that the temperature of the hot fluid decreases and the temperature of the cold fluid increases ***exponentially***. The temperature

نلاحظ أن درجة حرارة المائع الساخن تنخفض وبنفس الوقت تزداد درجة حرارة المائع البارد ***أُسياً***, وان الفرق

difference is larger at the inlet of the heat exchanger.

بدرجة الحرارة هو اكبر في مدخل المبادل الحراري.

The heat balance on a differential section dx of the heat exchanger can be expressed as

نجري موازنة حرارية على مقطع تفاضلي (dx) على النحو الآتي

$$dq = -\dot{m}_h C_{p,h} dT_h \quad (8.9)$$

$$dq = \dot{m}_c C_{p,c} dT_c \quad (8.10)$$

The rate of heat transfer dq across the surface area dA can be expressed in an analogous manner to Newton's law,

يمكننا استخدام صيغة مماثلة لقانون نيوتن لايجاد معدل انتقال الحرارة (dq) عبر المساحة المتاحة (dA),

$$dq = U\,\Delta T\,dA \quad (8.11)$$

Equations (8,9) and (8.10) provide expressions for dT_h and dT_c, in the form

كما تمنح المعادلتين (8.9) و (8.10) علاقات لكل من (dT_h) و (dT_c) بالصيغة

$$dT_h = -\frac{dq}{\dot{m}_h C_{p,h}} \quad (8.12)$$

$$dT_c = \frac{dq}{\dot{m}_c C_{p,c}} \quad (8.13)$$

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = d(\Delta T)$$

$$d(\Delta T) = -\frac{dq}{\dot{m}_h C_{p,h}} - \frac{dq}{\dot{m}_c C_{p,c}} = -dq\left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{p,h}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}}\right) \quad (8.14)$$

Substituting for (8.11) into equation (8.14),

نعوض المعادلة (8.11) في المعادلة (8.14),

$$d(\Delta T) = -U\,\Delta T\left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{p,h}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}}\right)dA \quad (8.14\text{-A})$$

Integrating:

وباجراء التكامل:

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U\left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{p,h}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}}\right)\int_1^2 dA \quad (8.14\text{-B})$$

$$\ln\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -UA\left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{p,h}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}}\right) \qquad (8.15)$$

Substituting equations (8.7) into equation (8.15), gives

ثم نعوض المعادلات (8.7) في المعادلة (8.15) فنحصل على

$$\ln\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -UA\left(\frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{q} + \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{q}\right)$$

$$\ln\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \frac{-UA}{q}(T_{h,in} - T_{h,out}) + (T_{c,out} - T_{c,in})$$

$$\ln\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \frac{-UA}{q}(T_{h,in} - T_{c,in}) - (T_{h,out} - T_{c,out})$$

$$\Delta T_1 = (T_{h,in} - T_{c,in}) \qquad (8.16\text{-A})$$

$$\Delta T_2 = (T_{h,out} - T_{c,out}) \qquad (8.16\text{-B})$$

$$\therefore q = UA\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1})} = UA\,\Delta T_{lm}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1})} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2})} \qquad (8.17)$$

$$q = UA\,\Delta T_{lm} \qquad (8.18)$$

where ΔT_{lm} is the ***log mean temperature difference***, (LMTD) which was also defined by equation (5.77).

حيث يمثل (ΔT_{lm}) ***المتوسط اللوغاريثمي لفرق درجة الحرارة*** (LMTD) الذي تم تعريفه ايضاً بواسطة المعادلة (5.77).

8.3.2 Counter Flow Heat Exchanger

8.3.2 المبادل الحراري متعاكس الجريان

The temperature profile is shown in Figure 8.4 (b). In contrast to the parallel flow arrangement, the outlet temperature of the cold fluid $T_{c,out}$ may exceed the outlet temperature of the hot fluid $T_{h,out}$. Equations (8.17) and (8.18) can also be applied to this

يوضح الشكل [(b) 8.4] منحنيات درجة الحرارة للجريان المتعاكس, وبخلاف الجريان المتوازي فإن درجة حرارة المائع البارد الخارج من المبادل ($T_{c,out}$) قد تتجاوز درجة حرارة المائع الساخن الخارج منه ($T_{h,out}$). ويمكننا ايضاً تطبيق المعادلات (8.17) و (8.18)) لاجراء تحليلات

type of exchangers to conduct heat transfer analysis. However, for this arrangement the value of the temperature difference at each end is defined as

انتقال الحرارة لهذا النوع من المبادلات الحرارية, الا ان الفرق بدرجة الحرارة في نهايتي هذا النوع من المبادلات الحرارية يُعرّف كالآتي

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad (8.19\text{-A})$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in} \quad (8.19\text{-B})$$

The value of the mean temperature difference for counter flow is higher than that for parallel flow exchanger. Hence, according to equation (8.18) the heat transfer area will be smaller for the counter flow to achieve the same duty q, provided that we consider the same inlet and outlet temperatures and the same value of U. Therefore, it is desirable to use counterblow arrangement in heat exchanger design.

ان قيمة متوسط الفرق بدرجة الحرارة لهذا الترتيب هي اكبر من تلك للمبادل ذو الجريان المتوازي. وعليه ستكون المساحة المتاحة لانتقال الحرارة بموجب المعادلة (8.18) للجريان المتعاكس لتحقيق نفس الاداء (q) هي الاصغر, هذا شريطة ان نتخذ نفس درجات الحرارة في المدخل والمخرج وكذلك نفس القيمة لمعامل انتقال الحرارة الكلي (U). وبناء على ذلك, يكون الجريان المتعاكس هو الترتيب المفضل في تصميم المبادلات الحرارية.

Example 8.2

A double pipe heat exchanger is used to heat water from 25^{o}C to 65^{o}C at the rate of 1.3 kg/s. Heating-oil at 170^{o}C enters the shell side at the rate of 2.3 kg/s. The inner tube is a thin-walled and has a diameter of 2-cm. If the overall heat transfer coefficient is 300 W/m^{2}K, calculate the length of the heat exchanger for the flow arrangements (a) counter flow and (b) parallel flow.

المثال 8.2

يستخدم مبادل حراري انبوبي لتسخين الماء من (25^{o}C) الى (65^{o}C) بمعدل جريان مقداره (1.3 kg/s). يدخل زيت التسخين الى غلاف المبادل الحراري عند درجة الحرارة (170^{o}C) وبمعدل (2.3 kg/s). حيث كان قطر الانبوب الداخلي ذو الجدار الرقيق يساوي (2-cm). فاذاعلمت ان قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي تساوي (300 W/m^{2}K), احسب طول المبادل الحراري في الحالتين (أ) الجريان متعاكس و (ب) الجريان متوازي

$$C_{p,water} = 4.18 \text{ kJ/kg.K} \quad , \quad C_{p,oil} = 2.05 \text{ kJ/kg.K}$$

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$U = 330\ W/m^2K$, $C_{p,water} = 4.18 \times 10^3\ J/kg.K$, $C_{p,oil} = 2.05 \times 10^3\ J/kg.K$

$T_{c,in} = 25^oC$, $T_{c,out} = 65^oC$, $T_{h,in} = 170^oC$, $\dot{m}_c = 1.3\ kg/s$, $\dot{m}_h = 2.3\ kg/s$

$D = 0.02\ m$

Find:

(a) The length of heat exchanger the double pipe for counter flow arrangement.
(b) The length of heat exchanger the double pipe for parallel flow arrangement.

المطلوب ايجاده:

(أ) طول المبادل الحراري الانبوبي متعاكس الجريان.

(ب) طول المبادل الحراري الانبوبي متوازي الجريلن.

Assumptions:

1. Steady state operation.
2. Heat losses to the surroundings are negligible.
3. Clean surfaces.
4. Constant heat fluid properties.
5. Constant overall heat transfer coeffici - ent.
6. No axial heat conduction.
7. Negligible changes in kinetic energy and potential energy.

الافتراضات:

1. حالة الاستقرار في المبادل الحراري.
2. اهمال المفقودات الحرارية الى المحيط.
3. اسطح الانابيب نظيفة.
4. خواص الموائع ثابتة.
5. معامل انتقال الحرارة الكلي ثابت المقدار.
6. لايوجد توصيل حراري بالاتجاه الطولي.
7. اهمال التغيرات في الطاقة الحركية وطاقة الوضع.

Analysis:

(a) Counter flow double pipe heat exchanger.

التحليلات:

(أ) المبادل الحراري الانبوبي متعاكس الجريان.

$$q = \dot{m}_c\, C_{p,c}\, (T_{c,out} - T_{c,in}) \qquad \text{(Eqn. 8.7- A)}$$

$$q = \dot{m}_h\, C_{p,h}\, (T_{h,in} - T_{h,out}) \qquad \text{(Eqn. 8.7- B)}$$

$$\dot{m}_c\, C_{p,c}\, (T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m}_h\, C_{p,h}\, (T_{h,in} - T_{h,out})$$

$$1.3 \times 4.18 \times 10^3 \times (65-25) = 2.3 \times 2.05 \times 10^3\, (170 - T_{h,out})$$

$$T_{h,out} = 123.9^oC$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2})} \qquad \text{(Eqn. 8.17)}$$

$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$ (Eqn. 8.19-A)

$\Delta T_1 = 170 - 65 = 105^oC$

$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$ (Eqn. 8.19-B)

$\Delta T_2 = 123.9 - 25 = 98.9^oC$

$T_{lm} = \frac{(105)-(98.9)}{\ln(\frac{105}{98.9})} = 102^oC$

$q = U\ A\ \Delta T_{lm}$ (Eqn. 8.18)

$q = \dot{m}_c\ C_{p,c}\ (T_{c,out} - T_{c,in}) = 1.3 \times 4.18 \times 10^3 \times (65-25) = 217.360$ kW

$\therefore 217.360 \times 10^3 = 300 \times A \times 102$

$A = 7.103\ m^2$

We now find the length from the surface area A:

$A = \pi\ D\ L$

$L = 7.103/(\pi \times 0.02) =$ <u>113.047 m</u>

(b) Parallel flow double pipe heat exchanger (ب) المبادل الحراري الانبوبي متوازي الجريان.

$q = \dot{m}_c\ C_{p,c}\ (T_{c,out} - T_{c,in})$ (Eqn. 8.7- A)

$q = \dot{m}_h\ C_{p,h}\ (T_{h,in} - T_{h,out})$ (Eqn. 8.7- B)

$\dot{m}_c\ C_{p,c}\ (T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m}_h\ C_{p,h}\ (T_{h,in} - T_{h,out})$

$1.3 \times 4.18 \times 10^3 \times (65 - 25) = 2.3 \times 2.05 \times 10^3 \times (170 - T_{h,out})$

$T_{h,out} = 123.9^oC$

$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2})}$ (Eqn. 8.17)

$\Delta T_1 = (T_{h,in} - T_{c,in})$ (Eqn. 8.16-A)

$\Delta T_1 = (170 - 25) = 145^oC$

$\Delta T_2 = (T_{h,out} - T_{c,out})$ (Eqn. 8.16-B)

$\Delta T_2 = 123.9 - 65 = 58.9^oC.$

$$\Delta T_{lm} = \frac{145-58.9}{\ln(\frac{145}{58.9})} = 95.571^oC$$

$q = U\ A\ \Delta T_{lm}$

$A = \ = 217.360 \times 10^3/(300 \times 95.571) = 7.581\ m^2$

$L = \ 7.581/(\pi \times 0.02) = \underline{120.656\ m}$

Comments:

1. The answer indicates that the double pipe heat exchanger is longer than 100 m, which is not practical to construct. In this case, a different type of heat exchanger, such as the shell and tube, is recommended to perform the duty.
2. The counter current heat exchanger is shorter than the concurrent exchanger; this indicates that the first type is the proffered design option.
3. If the value of the overall heat transfer coefficient is unknown, it should be calculated using the inside and outside convection heat transfer coefficients, h_i and h_o (see example 8.1).

الملاحظات:

1. يشير الجواب الى ان المبادل الحراري الانبوبي اطول من 100 متر, وهو امر غير عملي حيث يصعب تصنيه واستخدامه. وعليه, ينبغي استخدام نوع آخر من المبادلات الحرارية لتحقيق نفس مهمة التسخين كالمبادل المتركب من حزمة انابيب محاطة بغلاف انبوبي, اي المبادل ذو الغلاف والانابيب.

2. ان المبادل الحراري متعاكس الجريان هو اقصر من المبادل متوازي الجريان, وهذا يشير الى ان النوع الاول هو خيار التصميم المفضل.

3. اذا كانت قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي مجهولة فيجب حسابها باستخدام معاملي انتقال الحرارة الداخلي (h_i) والخارجي (h_o), (انظر المثال 8.1)

8.4 Shell and Tube Heat Exchangers

We now realize that the double pipe heat exchanger may not be practical for heating or cooling large quantities of fluids. In fact, the common industrial configuration is the ***shell and tube*** heat exchanger [5]. The simplest form consists of a bundle of tubes surrounded by a shell as shown in Figure 8.4. This exchanger involves a fluid flowing in one direction in the tubes, and another fluid flows in the opposite direction in the shell. This is therefore a heat exchanger with ***single tube pass*** and ***single shell pass***. Naturally, heat transfer from the hot to the cold fluid occurs across the numerous tube walls. Support ***Baffles*** are commonly installed in the shell to force the fluid to flow across the pipes and introduce turbulence. As a result, heat transfer is enhanced due to the increased value of the heat transfer coefficient on the shell side. Other types of shell and tube heat exchangers include a ***single shell pass with two tube passes*** or ***two shell passes with four tube passes***, as shown in Figure 8.5.

8.4 المبادلات الحرارية ذات الغلاف والانابيب

نحن ندرك الآن بأن المبادل الحراري الانبوبي قد لايكون عملياً لتسخين او لتبريد كميات كبيرة من الموائع. وفي واقع الحال, ان معدات التبادل الحراري شائعة الاستعمال في المصانع هي من نوع ***الغلاف والانابيب*** [5], ويتألف ابسط انواعها من حزمة انابيب محاطة بغلاف كما هو مبين في الشكل 8.4. يتميز هذا المبادل الحراري بجريان المائع في الانابيب باتجاه معين, وجريان المائع الآخر في الغلاف بالاتجاه المعاكس, وبالتالي فهو مبادل ذو ***انابيب احادية المسار*** و ***غلاف احادي المسار***. وبطبيعة الحال يحدث انتقال الحرارة من المائع الساخن الى المائع البارد عبر اسطح حزمة الانابيب. توضع عادة صفائح اعتراضية في الغلاف لتثبيت الانابيب تسمى ***حواجز***, حيث تقوم هذه الحواجز بتوجيه الجريان الى الاتجاه العرضي عبرالانابيب فيتولد الاضطراب في المائع. ونتيجة لذلك, تزداد قيمة معامل انتقال الحرارة مما يؤدي الى تعزيز عملية انتقال الحرارة في الغلاف. وهناك انواع أخرى من المبادلات الحرارية ذات الغلاف والانابيب منها التي تشتمل على ***غلاف احادي المسار مع انابيب ثنائية المسار***, او ***غلاف ثنائي المسار مع انابيب رباعية المسار*** كما هو مبين في الشكل 8.5.

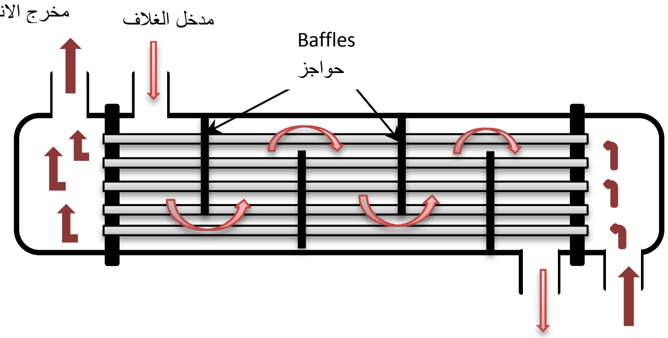


Figure 8.4 الشكل

Shell and tube heat exchanger - one shell pass and one tube pass

المبادل الحراري من نوع الغلاف والانابيب – الغلاف احادي المسار والانابيب احادية المسار

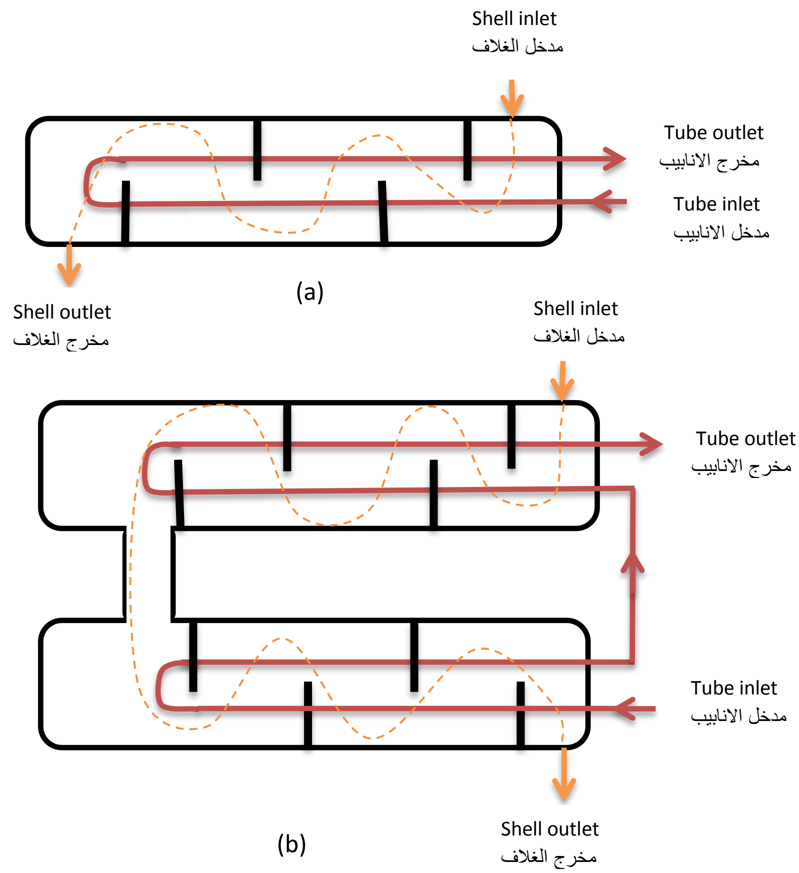


Figure 8.5 الشكل

A sketch of a tube and shell heat exchangers رسم تخطيطي للمبادلات حرارية ذات الغلاف والانابيب

(a) One shell- pass and two tube-passes غلاف احادي المسار مع انابيب ثنائية المسار

(b) Two shell-passes and four tube-passes غلاف ثنائي المسارمع انابيب رباعية المسار

Shell and tube heat exchangers are used extensively in industry as coolers, heaters and condenser. They are popular in industry and oil refineries to recover heat from hot fluids and heat colder fluids. The reader is advised to look up the relevant literature and Internet, for details regarding the various types of exchangers and their application in industry.

تستخدم المبادلات الحرارية ذات الغلاف والانابيب على نطاق واسع في المصانع ومصافي النفط كمعدات لتبريد الموائع الساخنة بواسطة موائع باردة او العكس, وكذلك كأجهزة لتكثيف للبخار. ننصح القارىء مراجعة المصادر ذات الصلة بما فيها الانترنت للاطلاع على تفاصيل الانواع المختلفة من المبادلات الحرارية وتطبيقاتها في الصناعة.

8.4.1 Determination of number of tubes

The flow in the tube side and shell side are normally counter current. The log mean temperature method can be applied for the determination of the heat exchange area. Hence, equations (8.17), (8.18) and (8.19) may be used for this purpose. We will now solve an example to illustrate the method for a heat exchanger that has one shell pass and one tube pass.

8.4.1 تحديد عدد الانابيب

يُعد الجريان في انابيب وغلاف هذا النوع من المبادلات الحرارية جرياناً متعاكساً. وعليه يمكننا تطبيق طريقة متوسط الفرق بدرجة الحرارة اللوغارثمي لتقدير المساحة المتاحة لانتقال الحرارة. وبالتالي, نستطيع استخدام المعادلات (8.17) و (8.18) و (8.19) لهذا الغرض. والآن سنقوم بحل مثال يوضح طريقة حساب عدد الانابيب لمبادل حراري ذوغلاف احادي المسار مع انابيب احادية المسار.

Example 8.3

A heat exchanger having one shell pass and one tube pass is used to heat water from 40^{o}C to 60^{o}C at the rate of 3.8 kg/s. On the shell side, water at 94^{o}C is used as the heating fluid. The flow rate of water in the shell is 1.9 kg/s. The overall heat-transfer coefficient is 1420 W/m^{2}K, and the average water velocity in the 1.5-cm diameter tubes is 0.37 m/s. Calculate the number of tubes and the length of the tubes of the exchanger.

المثال 8.3

يستخدم مبادل حراري ذو غلاف احادي المسار وانابيب احادية المسار لتسخين الماء من (40^{o}C) الى (60^{o}C) بمعدل (3.8 kg/s). ويستخدم الماء الساخن بدرجة حرارة مقدارها (94^{o}C) كمائع للتسخين, حيث انه يجري في الغلاف بمعدل (1.9 kg/s). فاذا علمت ان قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي (1420 W/m^{2}K), وان متوسط سرعة الماء في الانابيب تساوي (0.37 m/s), وقطر كل انبوب من الانابيب (1.5-cm), احسب عدد وطول انابيب المبادل الحراري.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$T_{c,in}$ = 40^{o}C, $T_{c,out}$ = 60^{o}C, $T_{h,in}$ = 94^{o}C, D = 0.015 m

u_{water} = 0.37 m/s, $\dot{m}_c$ = 3.8 kg/s, $\dot{m}_h$ = 1.9 kg/s, U = 1420 W/m^{2}K

$C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K, ρ_{water} = 1000 kg/m^3 (from tables)

Find:

The number of tubes n and the length n the tubes L

المطلوب ايجاده:

عدد الانابيب (n) وطولها (L)

Assumptions:

1. Steady state operation.
2. Heat losses to the surroundings are negligible.
3. Clean surfaces.
4. Constant heat fluid properties.
5. Constant overall heat transfer coeffici - ent.
6. No axial heat conduction.
7. Negligible changes in kinetic energy and potential energy.

الافتراضات:

1. حالة الاستقرار سائدة في المبادل الحراري.
2. اهمال المفقودات الحرارية الى المحيط.
3. اسطح الانابيب نظيفة.
4. خواص الموائع ثابتة.
5. معامل انتقال الحرارة الكلي ثابت المقدار.
6. لايوجد توصيل حراري بالاتجاه الطولي.
7. اهمال التغيرات في الطاقة الحركية وطاقة الوضع.

Analysis:

We first apply heat balance to determine the outlet temperature of the shell side which is $T_{h,out}$, thus

التحليلات:

نطبق اولاً موازنة حرارية لتحديد قيمة درجة الحرارة للمائع الخارج من الغلاف ($T_{h,out}$), اذن

$$\dot{m}_c\, C_{p,c}\,(T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m}_h\, C_{p,h}\,(T_{h,in} - T_{h,out})$$

$$3.8 \times C_{p,cold}\,(60 - 40) = 1.9 \times C_{p,hot}\,(94 - T_{h,out})$$

$$C_{p,hot} = C_{p,cold} = C_{p,water}$$

$$\therefore T_{h,out} = 94 - [3.8 \times (69-40)/1.9] = 54^{o}C$$

The second step is to estimate the long mean temperature difference ΔT_{lm},

الخطوة الثانية هي تقدير المتوسط اللوغاريثمي لفرق درجة الحرارة (ΔT_{lm}),

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2})} \qquad \text{(Eqn. 8.17)}$$

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \qquad \text{(Eqn. 8.19-A)}$$

$$\Delta T_1 = 94 - 60 = 34^{o}C$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in} \qquad \text{(Eqn. 8.19-B)}$$

$$\Delta T_2 = 54 - 40 = 14^{o}C$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{34-14}{\ln(34/14)} = 22.540^{o}C$$

Now, we determine the heat exchange surface area A,

والآن, نقيم المساحة السطحية المتاحة لانتقال الحرارة ,(A)

$$q = \dot{m}_c\, C_{p,c}\, (T_{c,out} - T_{c,in}) \qquad \text{(Eqn. 8.7- A)}$$

$$q = 3.8 \times 4.18 \times 10^3 \times (60 - 40) = 317.68 \times 10^3 \text{ W}$$

$$q = U\, A\, \Delta T_{lm} \qquad \text{(Eqn. 8.18)}$$

$$317.68 \times 10^3 = 1420 \times A \times 22.54$$

$$A = 9.925 \text{ m}^2$$

Using the average water velocity u_{water} and the flow rate $\dot{m}_c$, we calculate the total cross section area of the tubes A_c,

نحسب مساحة المقطع الاجمالية للانابيب (A_c) باستخدام سرعة الماء (u_{water}) ومعدل الجريان ($\dot{m}_c$),

$$\dot{m}_c = \rho_{water} \times u_{water}\, A_c$$

$$3.8 = 1000 \times 0.37 \times A_c$$

$$A_c = 0.0102 \text{ m}^2$$

The total cross section area is the product of the number of tubes n and the flow cross section area per tube, thus

بما ان مساحة المقطع الاجمالية تساوي حاصل ضرب عدد الانابيب (n) بمساحة مقطع الانبوب المتاحة للجريان, اذن

$$A_c = n \times D^2\, \pi/4$$

$$0.0102 = n \times 0.015^2 \times \pi/4$$

$n = 35.6 \approx$ <u>36 tubes</u>

The final step is to calculate the length of the tubes L by dividing the total surface area A by the surface area of a single tube,

اما الخطوة الاخيرة فهي حساب طول الانابيب بتقسيم المساحة السطحية الاجمالية (A) على المساحة السطحية للانبوب الواحد,

$$\text{Surface area of a single tube} = \pi D L$$

$$L = A/ n \pi D = 9.925/(36 \times \pi \times 0.015) = \underline{5.85 \text{ m}}$$

Comments:

1. The determination of the heat transfer area is achieved by the same procedure used for the double pipe heat exchangers.
2. The length of the tube and shell heat exchanger is about 6 m which is too long for some practical installation. Thus this exchanger may be redesigned as a single shell-pass and two tube-passes.

الملاحظات:

1. تم التوصل الى قيمة المساحة الاجمالية المتاحة لانتقال الحرارة بنفس الطريقة المستخدمة للمبادل الحراري الانبوبي.
2. بلغ طول المبادل الحراري في هذه الحالة (6 m) على وجه التقريب, وربما يُعد هذا الطول غير عملي لنصبه في بعض المصانع, لذا قد يُعاد تصميم هذا المبادل بغلاف احادي المسار وانابيب ثنائية المسار.

8.4.2 Multi-pass Heat Exchangers

We noticed the heat exchanger in the previous example was too long to install. Obviously, the engineer would think about using tube passes. The question is, can we apply the equations for the log mean temperature difference for parallel flow and counter flow to the multi-pass exchanger? The answer is no, because the multi-pass exchangers involve complex flow regimes including ***cross flow***. In this case, it is convenient to apply a ***correction factor*** F to the log mean temperature difference ΔT_{ln} of a counter flow exchanger with the same inlet and outlet temperature, thus

8.4.2 المبادلات الحرارية متعددة المسارات

لقد لاحظنا في المثال السابق بأن المبادل الحراري كان طويلاً, وقد يصعب نصبه في بعض المصانع. ومن البديهي ان يتوجه المهندس في هذه الحالة الى استخدام مسارين للانابيب. وهنا نتسائل, هل يمكن تطبيق معادلات الفرق اللوغاريثمي لدرجة الحرارة التي تخص كل من الجريان المتوازي والجريان المتعاكس على الجريان متعدد المسارات؟ الجواب هو لا, لان المبادلات الحرارية متعددة المسارات تنطوي على انظمة جريان معقدة بما في ذلك ***الجريان المتقاطع***. لذا يُستحسن في هذه الحالة استخدام ***عامل تصحيح*** رمزه (F) لتعديل قيمة الفرق اللوغاريثمي لدرجة الحرارة (ΔT_{ln}) لمبادل ذو جريان متعاكس له نفس درجات الحرارة في المدخل والمخرج, اذن

$$q = F\, U\, A\, \Delta T_{lm} \qquad (8.20)$$

Expressions for determination of the correction factor for different configurations were first developed by ***Bowman etal*** [6] . They also produced graphs based on these expressions. Their charts have been widely copied and used. In addition, ***TEMA*** [5] published more accurate graphs for tube and shell heat exchangers.

لقد كان الباحثون ***باومن وزملائه*** [6] اول من قام بتطوير علاقات يحسب بها عامل التصحيح لانواع مختلفة من المبادلات الحرارية. وقام هؤلاء الباحثون ايضاً بتوفير رسومات بيانية تستند الى هذه العلاقات والتي أُستنسخت واستخدمت على نطاق واسع. بالاضافة الى ذلك, نشرت (***TEMA***) [5] مخططات اكثر دقة للمبادلات الحرارية ذات الغلاف والانابيب.

The correction factor value is normally less than one and the limiting value F = 1 corresponds to the counter flow heat exchanger. Figures 8.6 and 8.7 depict the shape factor F for two temperature rations R and P defined as follows

تكون قيمة عامل التصحيح في الحالات الاعتيادية اصغر من الواحد, بينما تُعنى قيمته القصوى (F = 1) بالمبادل الحراري متعاكس الجريان. يوضح الشكلان 8.6 و 8.7 منحنيات لعامل الشكل (F) كدالة لنسبتي درجة الحرارة (R) و (P) المعرفة كالآتي

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \tag{8.21}$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \tag{8.22}$$

where the subscripts 1 and 2 refer to the inlet and outlet respectively; T and t represent the shell side and the tube side temperatures respectively. The value of R ranges from 0 to 1, and R = 0 implies ***phase change*** such as condensation or boiling taking place on the shell side. On the other hand, the value of P ranges from 0 to ∞, and P = ∞ suggests that phase change is occurring on the tube side Therefore, the shape factor for condensation or boiling is always equal to unity F = 1 regardless of the type of heat exchanger.

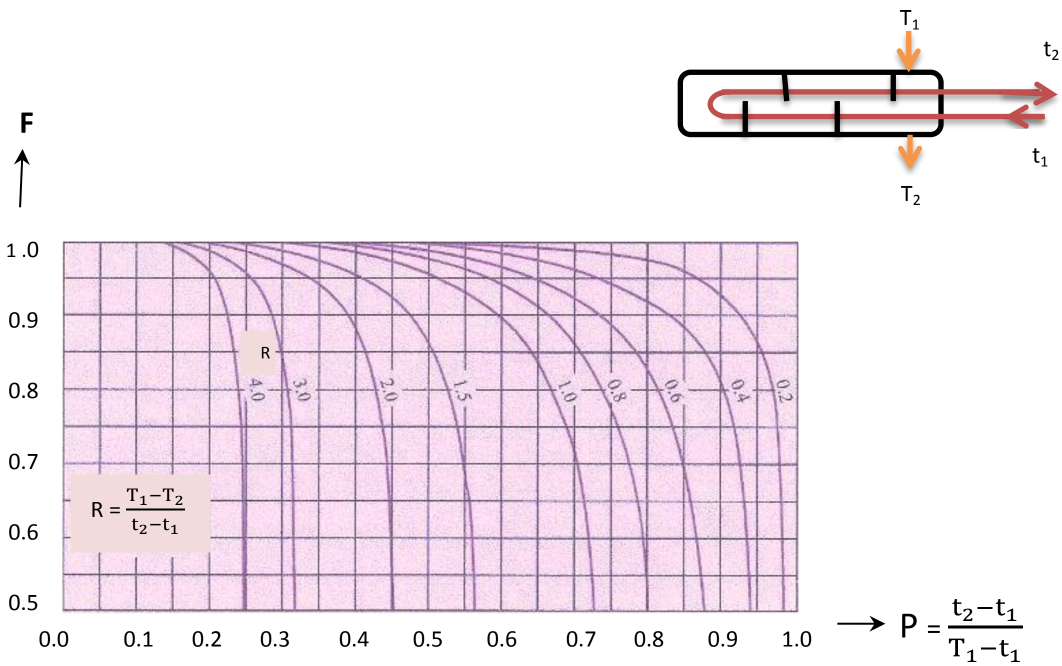
Before we move on to other types of heat exchanges, we will solve and example to illustrate the principles of designing a multi-pass heat exchanger.

تشير الارقام 1 و 2 الى الظروف السائدة في مدخل المبادل ومخرجه على التوالي, كما ان (T) و (t) هما درجة الحرارة في الغلاف وفي الانابيب على التوالي. تتخذ النسبة (R) قيماً تقع بين الصفر والواحد اي ان (0 ≤ R ≤ 1), وتعني القيمة (R = 0) حدوث عملية ***تحول الطور*** كالتكثيف او الغليان في غلاف المبادل الحراري. اما قيم (P) فهي تتراوح بين الصفر والمالانهاية (0 ≤ P ≤ ∞), و تشير القيمة (P = ∞) الى ان تحول في الطور يحدث في الانابيب. وبناء على ذلك فإن قيمة عامل التصحيح لعملية التكثيف او الغليان تساوي دائماً الواحد (F = 1) بغض النظر عن نوع المبادل الحراري.

وقبل ان نتطرق الى الانواع الاخرى من المبادلات الحرارية سنحل مثالاً يوضح مبادىء تصميم المبادل الحراري متعدد المسارات.

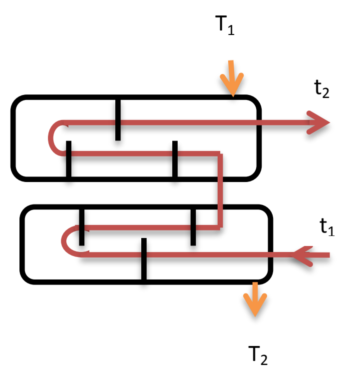
Correction factor F for different types of heat exchangers [4, 6]

عامل التصحيح لانواع مختلفة من المبادلات الحررية



(a) On shell pass and 2, 4, 6 .... tube-passes

غلاف احادي المسار مع انابيب لها 2 او 4 او 6 ... مسارات



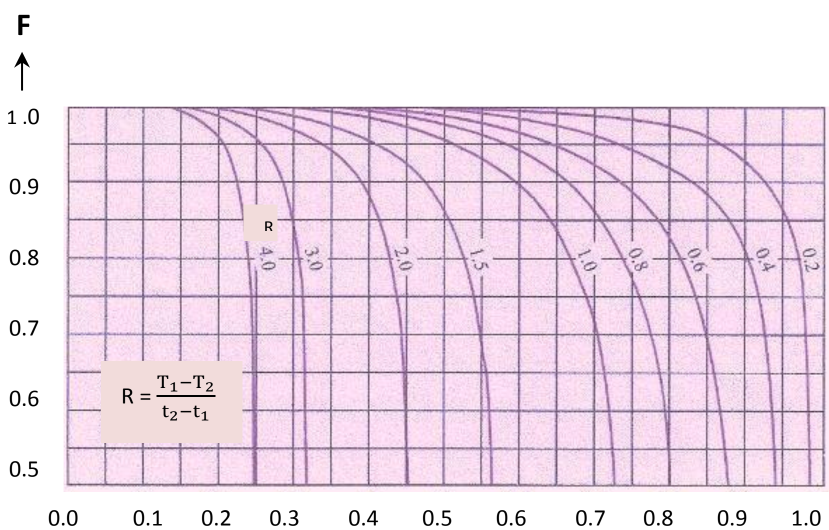
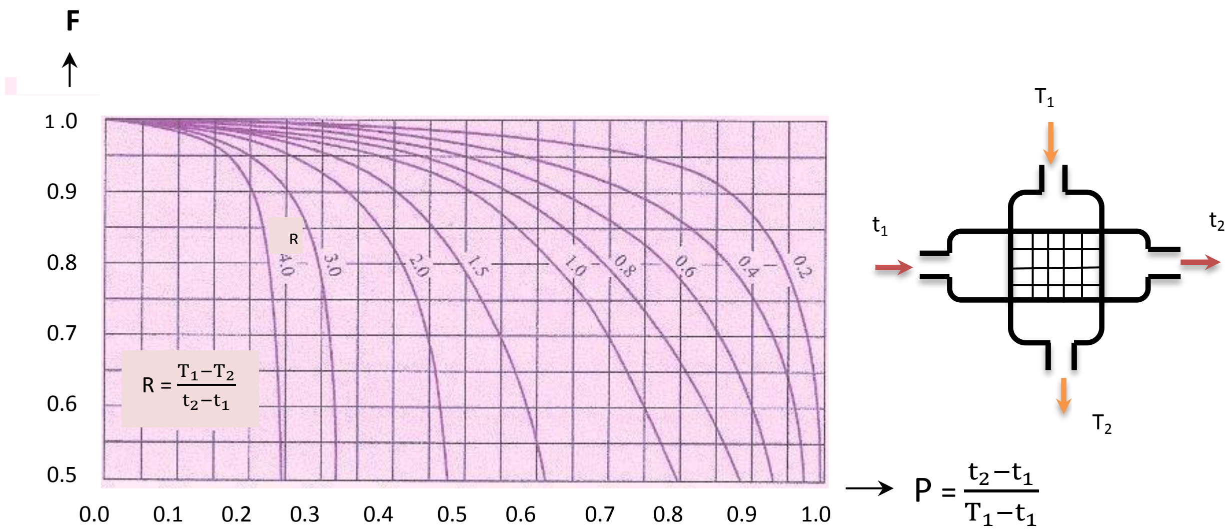


Figure 8.6 الشكل

(b) Two shell passes and 4, 8, 12, 16 ... tube passes

غلاف ثنائي المسار مع انابيب لها 4 او 8 او 12 .... مسارات



(a) Single pass Cross flow heat exchanger- no fluid mixing
مبادل حراري ذو الجريان المتعاكس احادي المسار- جريان المائعين غير مختلط

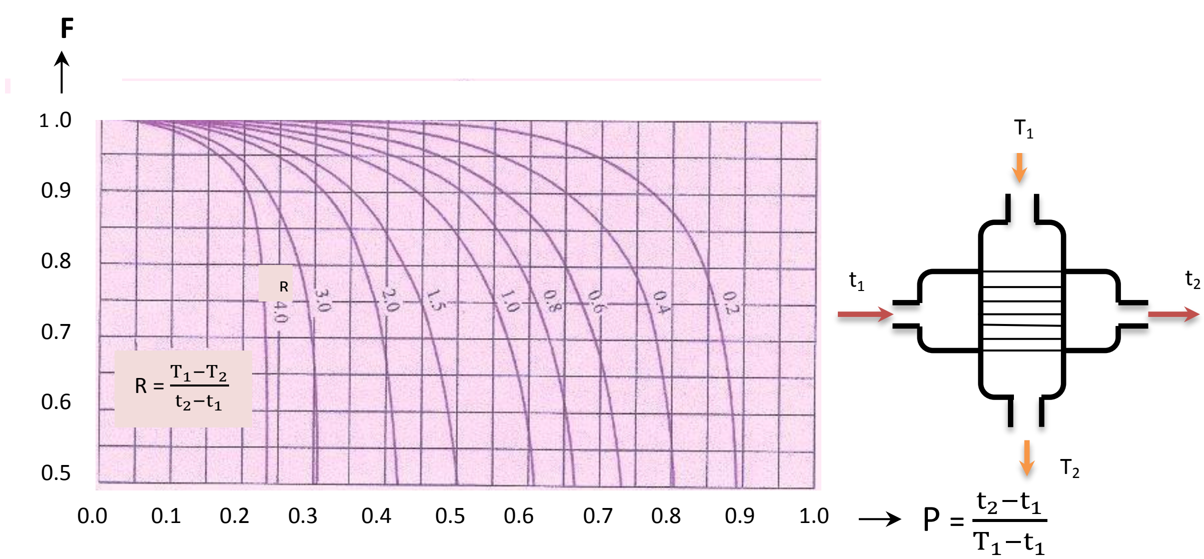


Figure 8.7 الشكل

(b) Single pass Cross flow heat exchanger- one fluid mixed and the other unmixed
مبادل حراري ذو الجريان المتعاكس احادي المسار- احد المائعين مختلط الجريان والآخرغير مختلط

Example 8.4

A shell and tube heat exchanger is used to heat glycerin from 25°C to 55°C.Hot water enters the thin-walled tubes at 85°C and leave at 45°C with a flow rate of 0.25 kg/s. The exchanger consists of two shell passes and four tube passes. The convection heat transfer coefficient of glycerin on the shell side is 25 W/m^{2}K, and for water on the tube side is 165° W/m^{2}K. If the length of the ¾ in diameter tubes is not to exceed 2-m and the fouling factor of water is 0.0006 m^2.K/W, determine the number of tubes in each pass.

المثال 8.4

يستخدم مبادل حراري ذو الغلاف والانابيب لتسخين مادة الجليسرين من (25°C) الى (55°C). يدخل الماء الساخن بمعدل (0.25 kg/s) الى الانابيب رقيقة الجدران بدرجة حرارة مقدارها (85°C) ويخرج منها بدرجة الحرارة (45°C). يتألف المبادل الحراري من غلاف ذو مسارين مع اربعة مسارات من الانابيب, وكانت قيمة معامل انتقال الحرارة بالحمل للجليسرين في الغلاف (25 W/m^{2}K), وللماء في الانابيب (165° W/m^{2}K). فاذا علمت ان طول الانابيب لا يتجاوز (2-m), وقطرها (¾ in), وعامل التلوث للماء يساوي (0.0006 m^2.K/W), اوجد عدد الانابيب في كل مسار.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$T_{c,in} = T_1 = 25^oC$, $T_{c,out} = T_2 = 55^oC$, $R_{fi} = 0.0006\ m^2.K/W$

$T_{h,in} = t_1 = 85^oC$, $T_{h,out} = t_2 = 45^oC$, $D = ¾\ in$

$h_o = 25\ W/m^2K$, $h_i = 165\ W/m^2K$, $L = 2\ m^2$

$\dot{m}_{water} = 0.25\ kg/s$, $C_{p.water} = 4.18\ kJ/kgK$ (from tables)

Find:

The number of tubes in each pass, n/pass

المطلوب ايجاده:

عدد الانابيب في كل مسار (n/pass)

Assumptions:

1. Steady state operation.
2. Heat losses to the surroundings are negligible.
3. Constant heat fluid properties.

الافتراضات:

1. حالة الاستقرار سائدة في المبادل الحراري.
2. اهمال المفقودات الحرارية الى المحيط.
3. خواص الموائع ثابتة

4. Fouling factor and overall heat transfer coefficient are constant.
5. No axial heat conduction.
6. Negligible changes in kinetic energy and potential energy.

4. ثبوت عامل التلوث ومعامل انتقال الحرارة الكلي.
5. لايوجد توصيل حراري بالاتجاه الطولي.
6. اهمال التغيرات في الطاقة الحركية وطاقة الوضع.

Analysis:

التحليلات:

We apply equation (8.7-B) to find the amount of heat exchange between the fluids.

نطبق المعادلة (8.7-B) لايجاد كمية انتقال الحرارة بين المائعين,

$$q = \dot{m}_h\, C_{p,h}\, (T_{h,in} - T_{h,out}) \qquad \text{(Eqn. 8.7- B)}$$

$$q = 0.25 \times 4.18 \times 10^3\, (85 - 45) = 41800 \text{ W}$$

Now, we determine the log mean temperature difference,

والآن, نقدر قيمة المتوسط اللوغاريثمي لفرق درجة الحرارة,

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2})} \qquad \text{(Eqn. 8.17)}$$

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \qquad \text{(Eqn. 8.19-A)}$$

$$\Delta T_1 = 85 - 55 = 30^oC$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in} \qquad \text{(Eqn. 8.19-B)}$$

$$\Delta T_2 = 45 - 25 = 20^oC$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{30 - 20}{\ln(\frac{30}{20})} = 24.663^oC$$

We determine the correction factor F from Figure 8.6 (b),

نحدد قيمة معامل التصحيح (F) باستخدام الشكل [(b) 8.6],

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \qquad \text{(Eqn. 8.21)}$$

$$R = \frac{25 - 55}{45 - 85} = 0.75$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \qquad \text{(Eqn. 8.22)}$$

$$P = \frac{45 - 85}{25 - 85} = 0.666$$

F ≈ 0.9 [from Figure 8.6 (b)]

We apply equation (8.6) to evaluate the overall heat transfer coefficient,

نطبق المعادلة (8.6) لحساب معامل انتقال الحرارة الكلي,

$$\frac{1}{A\,U} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{i,f}}{A_i} + \frac{\ln(\frac{D_o}{D_i})}{2\pi k L} + \frac{R_{o,f}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \qquad \text{(Eqn. 8.6)}$$

For a thin tube wall, we ignore the conduction resistance, and there is no fouling outside the tubes, thus the equation (8.6) is reduced to

نهمل مقاومة التوصيل لان جدار الانبوب هو جدار رقيق, وكذلك لايوجد ترسبات على الجدار الخارجي للانابيب, وعليه تختصر المعادلة (8.6) الى

$$\frac{1}{A\,U} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{i,f}}{A_i} + \frac{1}{h_o A_o}$$

$A = A_i = A_o$

$\therefore U = 1/ (\frac{1}{h_i} + R_{fi} + \frac{1}{h_o})$

$U = 1/ (\frac{1}{165} + 0.0006 + \frac{1}{25}) = 21.431\ W/m^2K$

نحسب المساحة السطحية المتاحة لانتقال الحرارة (A)

We calculate the heat transfer surface area A

$$q = F\ U\ A\ \Delta T_{lm} \qquad \text{(Eqn. 8.20)}$$

$$41800 = 0.9 \times 21.431 \times A \times 24.663$$

$$A = 87.87\ m^2$$

نحصل على عدد الانابيب الاجمالي من

We obtain the number total of tubes n from

$$A = n\pi\ D\ L$$

$$87.87 = n \times \pi\ (0.75 \times 2.54/100\ ) \times 2$$

$$n = 734$$

اذن عدد الانابيب في المسار الواحد هو

Thus, the number of tubes per pass is

737/4 = <u>183.5</u>

الملاحظات:

1. يُعتمد الرقم 184 كعدد للانابيب في كل مسار, وذلك للتأكد من اداء المبادل الحراري الفعال اثناء التشغيل.
2. يمكن تقدير عدد الانابيب على اساس المساحة السطحية (A) اذا كان طولها معلوماً. وبخلاف ذلك تُستخدم مساحة المقطع (A_c) لنفس الغرض.

Comments:

1. The number tubes will be 184 per pass. This is to ensure that the heat exchanger operates effectively.
2. The number of tubes may be estimated through the surface area A, but, only if the length of the tubes is known. Otherwise the cross section area A_c is used for the same purpose.

8.5 Cross Flow Heat Exchangers

The two fluids move perpendicular to each other in this type which is also known as ***compact heat exchangers.*** The ***cross flow heat exchanger*** is specifically designed to achieve a large heat exchange area per unit volume. The large surface area can be obtained by engaging a number of thin flat or corrugated plates fixed on the walls of the tubes. Another type consists of a bundle of ***finned tubes*** that are cooled or heated by a gas flowing directly across the tube surfaces.

Cross flow involving gas - to- gas and gas - to- liquid (or liquid-to-gas) are quite common in industry. The exchangers may be classified according to the fluid flow across the tubes or plates as ***mixed-*** or ***unmixed-flow***: the two configurations are shown in Figure 8.8. Note that, in cross flow heat exchangers the relatively low value of the heat transfer coefficient of the gas is compensated by the

8.5 المبادلات الحرارية ذات الجريان المتقاطع

يسمى هذا النوع أيضاً ***المبادلات الحرارية المُدمجة*** حيث يكون اتجاه جريان المائعين فيها متعامداً. ويُصمم ***المبادل الحراري ذو الجريان المتقاطع*** خصيصاً لغرض الحصول على مساحة تبادل حراري كبيرة لكل وحدة حجم, ويمكن تحقيق ذلك عن طريق تثبيت عدداً من الصفائح الرقيقة المستوية او المموجة على جدران الانابيب. وهناك نوع آخر يتألف من حزمة ***انابيب مزعنفة*** تتعرض للتسخين او التبريد بواسطة جريان مائع بشكل مباشر عبر اسطحها.

يُعد الجريان المتقاطع الذي يتضمن الغاز مع غاز آخر, او الغاز مع سائل (كذلك السائل مع غاز) شائعاً جداً في العديد من المصانع. ويمكن تصنيف المبادلات حسب نوع الجريان المتقاطع كمبادلات ذات ***جريان مختلط*** او مبادلات ذات ***جريان غير مختلط***. يوضح الشكل 8.8 النوعين من هذه المبادلات. وتجدر الملاحظة بأن المساحة الكبيرة المتاحة لانتقال الحرارة في المبادلات ذات الجريان المتقاطع تعوض عن القيمة المنخفضة نسبياً لمعامل انتقال

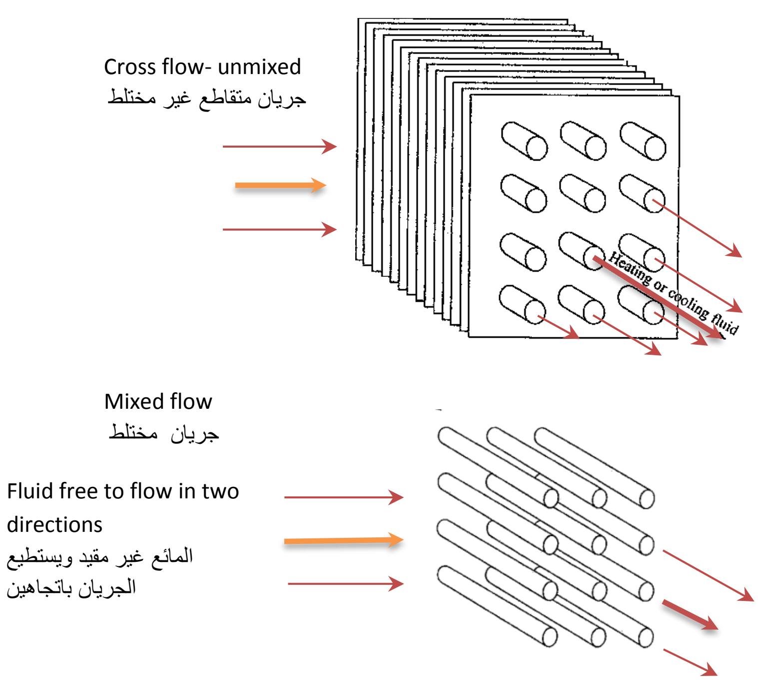


Figure 8.8 الشكل

Cross flow heat exchangers

المبادلات الحرارية ذات الجريان المتقاطع

large heat transfer surface area.
Good examples of cross flow exchangers include car radiators, domestic air-condition units and the industrial finned-tubes coolers or heaters. Note that cooling of hot petroleum fluids by air is common in the oil industry. A typical air cooler consists of rows of finned-tubes with fans blowing air across the tubes carrying the hot fluid.

الحرارة الكلي للغاز.
ومن افضل الامثلة على المبادلات ذات الجريان المتقاطع تشمل راديترات السيارات, واجهزة التبريد المنزلية, وكذلك السخانات او المبردات ذات الانابيب المزعنفة المستخدمة في المصانع. وتجدر الاشارة الى ان تبريد بعض الموائع البترولية يتم بواسطة الهواء, حيث يتركب المبادل الحراري قي هذه الحالة من عدة صفوف من الانابيب المزعنفة يجري فيها المائع الساخن مع مراوح عملاقة تدفع الهواء عبر اسطحها الخارجية.

Example 8.5

A car radiator has 50 tubes of ¼ internal diameter and length of 60-cm fixed through a number of thin plates. Water enters the tubes at 92°C at a rate of 0.58 kg/s and leaves at 64°C. Atmospheric air at 25°C flows through the spaces across the tubes and gets heated to 43°C. Compute the overall heat transfer coefficient inside the tubes, assume thin walled-tubes.

المثال 8.5

تتألف الراديتر لاحد السيارات من 50 انبوب بقطر داخلي مقداره (¼ in) وبطول (60-cm) مثبتة عبرعدد من الصفائح الرقيقة. يدخل الماء الى الانابيب بدرجة حرارة مقدارها (92°C) وبمعدل جريان (0.58 kg/s), ثم يخرج منها بدرجة الحرارة (64°C). يندفع الهواء الجوي بدرجة حرارة (25°C) عبرالفراغات حول اسطح الانابيب فترتفع درجة حرارته الى (43°C). احسب معامل انتقال الحرارة الكلي للمائع الجاري قي الانابيب.

Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$T_{h,in} = 92^oC$, $T_{h,out} = 64^oC$, $T_{c,in} = 25^oC$, $T_{c,out} = 43^oC$

$\dot{m}_{water} = 0.58$ kg/s , $C_{p.water} \approx 4.19$ kJ/kgK (from tables)

L = 0.6 m , D = ¼ in, n = 50

Find:

The overall heat transfer coefficient U inside the tubes

المطلوب ايجاده:

معامل انتقال الحرارة الكلي (U) داخل الانابيب

Assumptions:

1. Steady state operation.
2. Constant heat fluid properties.
3. Negligible changes in kinetic energy and potential energy.

الافتراضات:

1. حالة الاستقرار سائدة.
2. خواص الموائع ثابتة.
3. تُهمل التغيرات بالطاقة الحركية وبالطاقة الناجمة عن الموقع (طاقة الوضع).

Analysis:

التحليلات:

The rate of heat transfer from the hot water to the air q is determined from the energy balance as follows

نحسب معدل انتقال الحرارة من الماء الساخن الى الهواء (q) باجراء موازنة الطاقة الحرارية كالآتي

$$q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad \text{(Eqn. 8.7- B)}$$

$$q = 0.65 \times 4.19 \times 10^3 (92 - 64) = 76.258 \times 10^3 \text{ W}$$

The log meant temperature difference is to be:

المتوسط اللوغاريثمي لفرق درجة للحرارة:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2})} \quad \text{(Eqn. 8.17)}$$

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad \text{(Eqn. 8.19-A)}$$

$$\Delta T_1 = 92 - 43 = 49\ ^oC$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in} \quad \text{(Eqn. 8.19-B)}$$

$$\Delta T_2 = 64 - 25 = 39^oC$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{49 - 39}{\ln(\frac{49}{39})} = 43.81^oC$$

The radiator is a cross-flow heat exchanger with one fluid is of the mixed flow regime, therefore the correction factor F is found from Figure 8.7-(b),

وبمـا ان الراديترمبـادل حـراري ذو جريـان متـاطع, أحـد موائعه مختلط الجريان , لذا نستخرج معامل التصحيح من الشكل [(8.7-(b)],

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad \text{(Eqn. 8.20)}$$

$$R = \frac{25 - 43}{64 - 92} = 0.642$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \qquad \text{(Eqn. 8.21)}$$

$$P = \frac{64 - 92}{25 - 92} = 0.417$$

$F \approx 0.975$ [from Figure 8.7 (b)]

The overall heat transfer coefficient U is now determined from

نحدد الآن قيمة معامل انتقال الحرارة (U) من

$$q = F\,U\,A\,\Delta T_{lm} \qquad \text{(Eqn. 8.20)}$$

$A = n\pi DL = 50 \times \pi \times (0.25 \times 2.54/100) \times 0.6$

$A = 0.598\ m^2$

Substituting,

$76.258 \times 10^3 = 0.975 \times U \times 0.598 \times 43.81$

$U = \underline{2985.426\ W/m^2K}$

Comments:

If we are to consider the outer diameter of the tubes, the value of overall heat transfer coefficient on the air side would be smaller than 2985.426 W/m^2K; this is because the heat exchange surface area outside the tubes is larger.

الملاحظات:

إذا كان لنا أن نعتمد القطر الخارجي للأنابيب ، فإن قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي على جانب الهواء ستكون أصغر من (2985.426 W/m²K), وذلك لأن مساحة سطح التبادل الحراري خارج الأنابيب اكبر من المساحة الداخلية لها.

8.6 The NTU Method

Obviously, the main objective of designing heat exchangers is to find the area that leads to an estimate off the size of the exchanger. This may be done by applying the log mean temperature difference or LMTD method. However, to use this method, the cold and hot fluid temperatures must be known, or can be determined from the heat balance. On the other hand, if only the inlet temperatures are known, the LMTD method becomes very complicated and may involve a large number of ***iterations***.

An alternative method is therefore required to estimate the rate of heat transfer q and the outlet temperatures ($T_{c,out}$, $T_{h,out}$) of a shell and tube heat exchanger. This method is the ***effectiveness or NTU method***, (NTU is an abbreviation for Number of Transfer Units). It is based on the ***heat transfer effectiveness*** ε, defined as

8.6 طريقة NTU لتصميم المبادلات

من المعلوم أن الهدف الرئيس من تصميم المبادلات الحرارية هو ايجاد المساحة التي بدورها تؤدي الى تقدير حجم المبادل الحراري. وكما وضحنا, نستطيع انجاز هذه المهمة بتطبيق طريقة المتوسط اللوغارثمي لفرق درجة الحرارة (LMTD). لكن تطبيق هذه الطريقة يتطلب معرفة درجة الحرارة لكل من المائع البارد والمائع الساخن, او امكان تحديدها من موازنة الطاقة الحرارية. من ناحية أخرى, اذا كانت درجات حرارة دخول الموائع معلومة فقط, تصبح طريقة (LMTD) معقدة جداً وقد تتضمن عدداً كبيراً من ***العمليات التكرارية*** .

بناء على ذلك, ينبغي ايجاد طريقة بديلة لتقييم معدل انتقال الحرارة (q) وتحديد درجتي الحرارة في مخرج المبادل الحراري ذو الغلاف والانابيب ($T_{c,out}$) و ($T_{h,out}$). وتدعى هذه الطريقة ***طريقة الفعالية*** او ***طريقة (NTU)***, حيث ان (NTU) هو اختصار لعدد الوحدات الانتقالية, حيث تعتمد قيمته على ***فعالية انتقال الحرارة*** (ε) المعرفة كما يلي

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \qquad (8.23)$$

where q is the actual rate of heat transfer and q_{max} is the maximum possible rate of heat transfer.

The heat balance equation on the hot or cold fluid can now be expressed as

يمثل الرمز (q) معدل انتقال الحرارة الحقيقي و(q_{max}) هو اقصى معدل ممكن لانتقال حرارة.

نستطيع الآن كتابة الموازنة الحرارية بين المائع الساخن والمائع البارد بالصيغة,

$$q = C_c\,(T_{c.out} - T_{c,in}) = C_h\,(T_{h,in} - T_{h,out}) \qquad (8.24)$$

$$C_c = \dot{m}_c\, C_{p,c} \quad \text{and} \quad C_h = \dot{m}_h\, C_{p,h} \qquad (8.25)$$

C_c and C_h are known as the ***heat capacity rate*** of the cold and hot fluids respectively.

يسمى كل من (C_c) و (C_h) ***معدل السعة الحرارية*** للمائع البارد وللمائع الساخن على التوالي.

To estimate the ***maximum rate of heat transfer***, we need to define the ***maximum temperature difference*** ΔT_{max}, which is the difference between the inlet temperatures of the hot and cold fluids, thus

ولتقدير قيمة ***معدل انتقال الحرارة الاقصى***, نحتاج الى تحديد ***فرق درجة الحرارة الاقصى*** (ΔT_{max}), وهو الفرق بين درجتي حرارة المائع الساخن والبارد في مدخل المبادل الحراري, اذن

$$\Delta T_{max} = T_{h,in} - T_{c,in} \qquad (8.26)$$

The maximum rate of heat transfer occurs when the cold fluid is heated to the inlet temperature of the hot fluid, or when the hot fluid is cooled to the inlet temperature of the cold fluid. The two limiting conditions will not be achieved simultaneously unless the heat capacity rates are equal, that is ($C_c = C_h$). This may only happen in an infinitely long-counter flow heat exchanger. However, in normal operation, $C_c \neq C_h$ and to maintain the heat balance, the fluid with the minimum heat capacity rate C_{min} will first experience the larger or maximum temperature change ΔT_{max}. It will therefore be the first to reach the maximum temperature and bring the heat transfer to a halt. Hence, the maximum possible heat transfer rate q_{max} will be

يحدث اقصى معدل لانتقال الحرارة عندما يُسخن المائع البارد الى درجة حرارة دخول المائع الساخن, او عندما يُبرد المائع الساخن الى درجة حرارة دخول المائع البارد. ولكن, لا يمكن الوصول الى هاتين الحالتين في آن معاً الا في حالة مساواة معدل السعة الحرارية للمائعين, اي ($C_c = C_h$), ولا يحدث هذا الا في مبادل حراري متعاكس الجريان طويل جداً, اي يقترب طوله الى ما لا نهاية. اما في حالات التشغيل الاعتيادية فإن ($C_c \neq C_h$), وللحفاظ على حالة التوازن الحراري سيحصل اكبر او اقصى تغير بدرجة الحرارة (ΔT_{max}) اولاً في المائع الذي يمتلك ادنى قيمة لمعدل السعة الحرارية (C_{min}), لذاسترتفع درجة حرارته الى الدرجة القصوى فتتوقف عملية انتقال الحرارة, وبالتالي تصبح اقصى قيمة لمعدل انتقال الحرارة (q_{max}) الآتي

$$q_{max} = C_{min}\,\Delta T_{max} = C_{min}\,(T_{h,in} - T_{c,in}) \qquad (8.27)$$

where C_{min} is equal to C_c or C_h, whichever is smaller.

حيث ان (C_{min}) يساوي (C_c) او (C_h), ايهما اصغر .

Substituting q and q_{max} in equation 8.23 gives

وبالتعويض عن (q) و (q_{max}) في المعادلة 8.23 ينتج

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \qquad (8.28)$$

or او

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \qquad (8.29)$$

By combining equations (8.24) and (8.28), the actual heat transfer rate q can be expressed in terms of the effectiveness as

وبجمع المعادلتين (8.24) و (8.28), يمكن كتابة معادلة معدل انتقال الحرارة الحقيقي (q) بدلالة الفعالية كالاتي

$$q = \varepsilon\, C_{min}\,(T_{h,in} - T_{c,in}) \qquad (8.30)$$

Kays and London [7] conducted research on the NTU method. They indicated that, for any heat exchanger it can be shown that

لقد أجرى الباحثان ***كيز ولندن*** [7] دراسات بحثية تخص طريقة (NTU), وتوصلا الى امكان اشتقاق معادلة لاي نوع كان من المبادلات الحرارية بالصيغة الآتية

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \qquad (8.31)$$

where the capacity ratio C_{min}/C_{max} is equal to C_c/C_h or C_h/C_c, depending on the values of the cold and hot fluid heat capacity rates.
The number of transfer units (NTU) is defined as

حيث ان النسبة (C_{min}/C_{max}) تساوي (C_c/C_h) او (C_h/C_c), اعتماداً على قيم معدل السعة الحرارية للمائع البارد والمائع الساخن.
يُعرّف عدد الوحدات الانتقالية (NTU) على انها

$$NTU = \frac{U\,A}{C_{min}} \qquad (8.32)$$

Equation (8.32) indicates that NTU is a dimensionless parameter which is a measure of the heat transfer surface area A.
The NTU method can therefore be used to design heat exchangers without knowing the outlet temperatures of hot and cold fluids. However, graphical data or expressions are required to determine the NTU as a function of the effectiveness ε.

تشير المعادلة (8.32) الى ان (NTU) مَعلمة غير بعدية وهي مقياس للمساحة المتاحة لانتقال الحرارة (A).

اذن, يمكن استخدام طريقة (NTU) في تصميم المبادلات الحرارية ذات الغلاف والانابيب دون معرفة درجات الحرارة في نقطة خروج كل من المائع الساخن والمائع البارد, ولكن هذا يتطلب استخدام معلومات او خطوط بيانية لتحديد قيم (NTU) كدالة للفعالية (ε).

8.6.1 Effectiveness Expressions

8.6.1 معادلات تخص الفعالية

Rearranging equation (8.15) for parallel flow heat exchanger, we obtain

بعـد اعــادة ترتيـب المعادلــة (8.15) للمبــادل الحــراري الانبوبي ذوالجريان المتوازي, نحصل على

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = - U A \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{p,h}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}}\right) \quad \text{(Eq. 8.15)}$$

$$\ln \frac{T_{h,out} - T_{c,out}}{T_{h,in} - T_{c.in}} = \frac{UA}{C_c}\left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (8.33)$$

Solving equation (10.24) for $T_{h,out}$

نحلُ المعادلة (10.24) لايجاد ($T_{h,out}$)

$$q = C_c\,(T_{c.out} - T_{c,in}) = C_h\,(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad \text{(Eqn. 8.24)}$$

$$T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{C_c}{C_h}\,(T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (8.34)$$

Substituting equation (8.34) into equation (8.33) gives

نعوض المعادلة (8.34) في المعادلة (8.33) لنحصل على

$$\ln \frac{T_{h,in} - T_{c,in} + T_{c,in} - T_{c,out} - \frac{C_c}{C_h}\,(T_{c,out} - T_{c,in})}{T_{h,in} - T_{c,in}} = - \frac{UA}{C_c}\left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right)$$

Simplifying:

نبسط المعادلة الى:

$$\ln \left[1 - \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right)\left(\frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}}\right)\right] = - \frac{UA}{C_c}\left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (8.35)$$

The effectiveness definition is

ونعلم أن تعريف الفعالية هو

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad \text{(Eqn. 8.29)}$$

$$\therefore \frac{(T_{c,out} - T_{c,in})}{(T_{h,in} - T_{c,in})} = \varepsilon \frac{C_{min}}{C_c}$$

Substituting into equation (8.35) and solving for ε gives the relationship for the effectiveness of a parallel-flow heat exchanger as

وبالتعويض في المعادلة (8.35) وحلها للحصول على (ε), نتوصل الى علاقة تخص الفعالية للمبادل الحراري الانبوبي متوازي الجريان بالصيغة

$$\varepsilon_{\text{parallel flow}} = \frac{1-\exp\left[-\frac{UA}{C_c}\left(1+\frac{C_c}{C_h}\right)\right]}{\left(1+\frac{C_c}{C_h}\right)\frac{C_{min}}{C_c}} \qquad (8.36)$$

In terms of minimum and maximum heat capacity rates ($C_{min} = C_c$, or $C_{max} = C_h$), equation (8.36) may be expressed as

يمكن صياغة المعادلة (8.36) بدلالة معدل السعة الحرارية الاقصى والمعدل الادنى ($C_{min} = C_c$, or $C_{max} = C_h$) لنحصل على

$$\varepsilon_{\text{parallel flow}} = \frac{1-\exp\left[-\frac{UA}{C_{min}}\left(1+\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]}{\left(1+\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)} \qquad (8.37)$$

In terms of NTU:

وبدلالة (NTU):

$$NTU = \frac{U\,A}{C_{min}} \qquad \text{(Eqn. 8.32)}$$

Substituting into equation (8.37) gives

$$\varepsilon_{\text{parallel flow}} = \frac{1-\exp\left[-NTU\left(1+\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]}{\left(1+\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)} \qquad (8.38)$$

The same expression will be obtained if ($C_{min} = C_h$, or $C_{max} = C_c$), because effectiveness equation (8.28) will be used instead of (8.29) in the derivation.

ونستطيع التوصل الى نفس المعادلة اذا استخدمنا ($C_{min} = C_h$, or $C_{max} = C_c$), وذلك لاننا سنطبق المعادلة (8.28) بدلاً من (8.29) لانجاز الاشتقاق.

Similar expressions have been developed for different types of heat exchangers; typical relations for common heat exchangers are summarized in table 8.3. The effectiveness of some common heat exchangers are also available in graphical form published in literature [2, 4], see Figures 8.9 – 8.11; source of data is reference [7] .

لقد تم اشتقاق معادلات مماثلة لانواع مختلفة من المبادلات الحرارية, حيث يبين الجدول 8.3 معادلات الفعالية لبعض المبدلات شائعة الاستعمال, وكذلك تتوفر مخططات بيانية منشورة في عدة مصادر [4, 2] تستند الى المصدر [7] كما هو مبين في الاشكال (8.11 – 8.9).

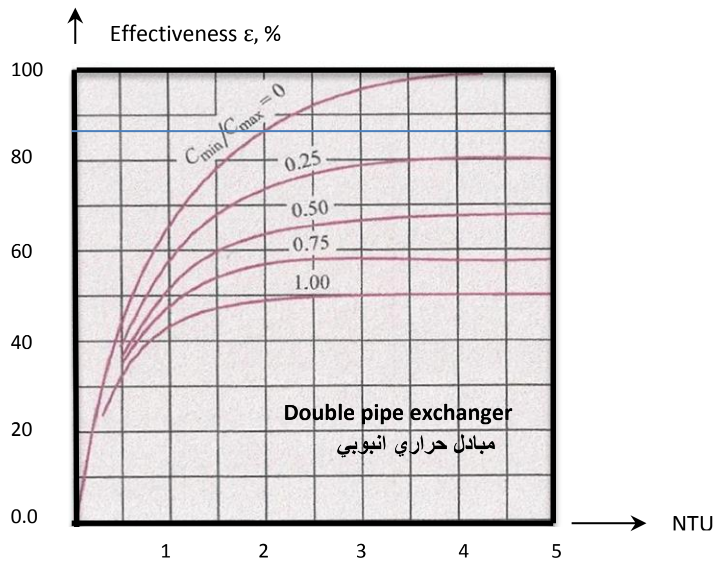
Table 8.3 الجدول

Effectiveness expressions for heat exchangers [7] $C_r = C_{min}/C_{max}$

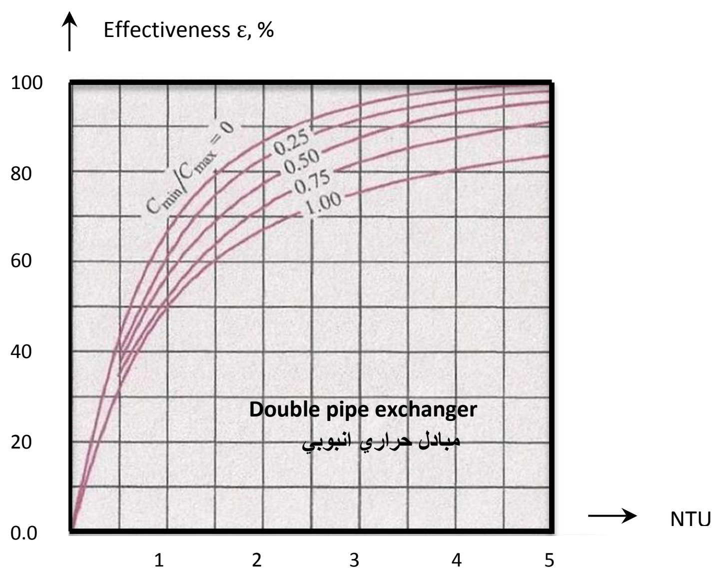
معادلات تخص الفعالية للمبادلات الحراري

Heat exchanger	**Effectiveness expression**
1. Double pipe-parallel flow مبادل حراري انبوبي- جريان متوازي	$\varepsilon = \frac{1-\exp\left[-NTU\left(1+C_r\right)\right]}{\left(1+C_r\right)}$
2. Double pipe-counter flow مبادل حراري انبوبي- جريان متعاكس	$\varepsilon = \frac{1-\exp\left[-NTU\left(1-C_r\right)\right]}{1-C_r\exp\left[-NTU\left(1-C_r\right)\right]}$
3. Shell and tube-1 shell pass and 2, 4…tube passes مبادل حراري ذو الغلاف والانابيب –غلاف احادي المسار وانابيب متعددة المسار 2, 4, ….	$\varepsilon = 2\{1 + C_r + \sqrt{1+C_r^2}\ \frac{1+\exp\left[-NTU\right]\sqrt{1+C_r^2}}{1-\exp\left[-NTU\sqrt{1+C_r^2}\right]}\}^{-1}$
4. Cross flow-single pass - both fluids unmixed flow مبادل حراري ذو الجريان المتقاطع – المائعين غير مختلطي الجريان	$\varepsilon = 1 - \{\frac{NTU^{0.22}}{C_r}\left[\exp(-C_r NTU^{0.78}) - 1\right]\}$
5. Cross flow-single pass, C_{max} (mixed) C_{min} (unmixed) مبادل حراري ذو الجريان المتقاطع – (C_{max}) جريان مختلط و (C_{min}) غير مختلط	$\varepsilon = \frac{1}{C_r}\left(1 - \exp\{1 - C_r\left[1-\exp(-NTU)\right]\}\right)$
6. Cross flow-single pass, C_{min} (mixed) C_{max} (unmixed) مبادل حراري ذو الجريان المتقاطع – (C_{min}) جريان مخلتط و(C_{max}) غير مختلط	$\varepsilon = 1 - \exp\{-\frac{1}{C_r}\left[1-\exp(-C_r NTU)\right]\}$
7. All heat exchangers ($C_r = 0$) جميع المبادلات الحرارية عندما تكون ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Effectiveness-NTU charts



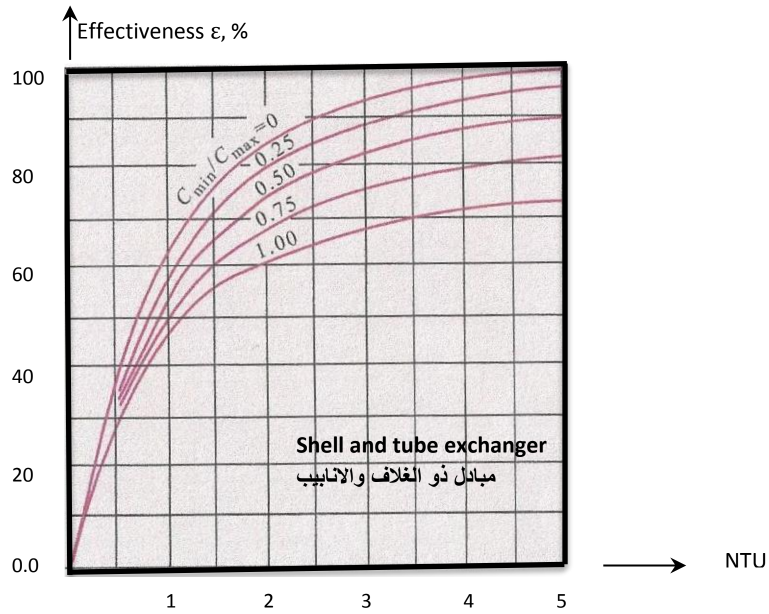
(a) Parallel flow جريان متوازي



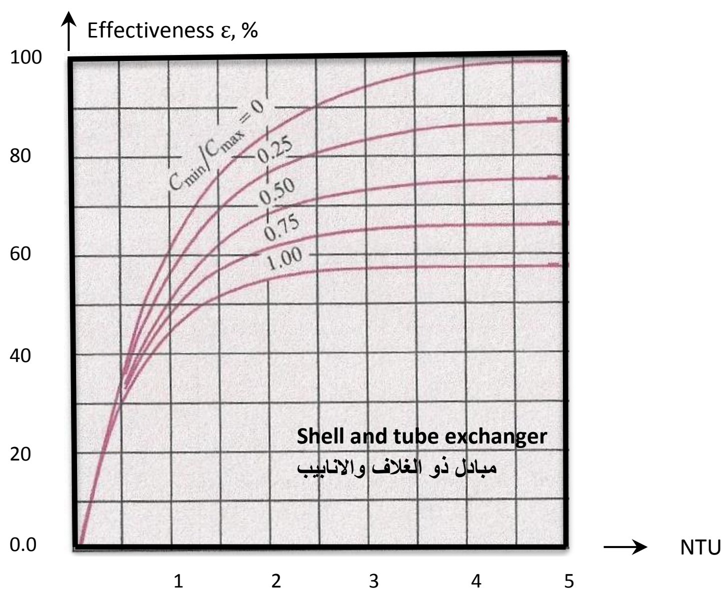
(b) Counter flow جريان متعاكس

Figure 8.9 الشكل

Effectiveness of double pipe heat exchangers
الفعالية للمبادلات الحرارية الانبوبية



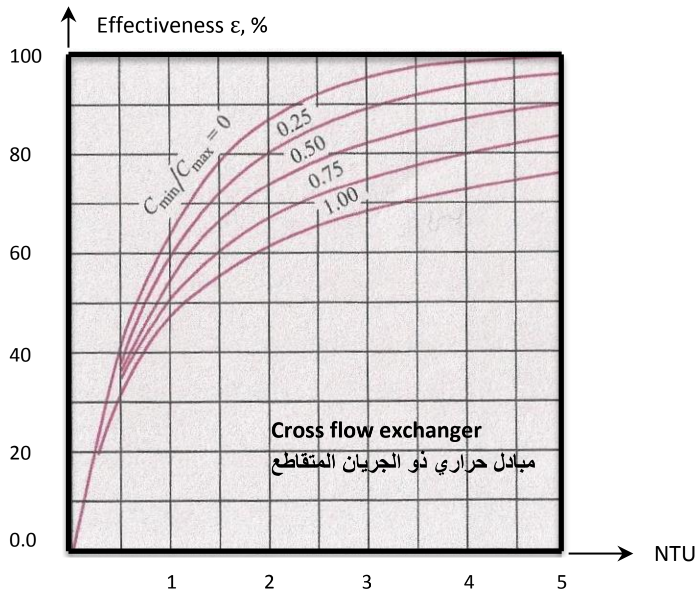
(a) One shell and 2,4,6.. tube passes احادي الغلاف مع 2, 4, 6... مسارات للانابيب



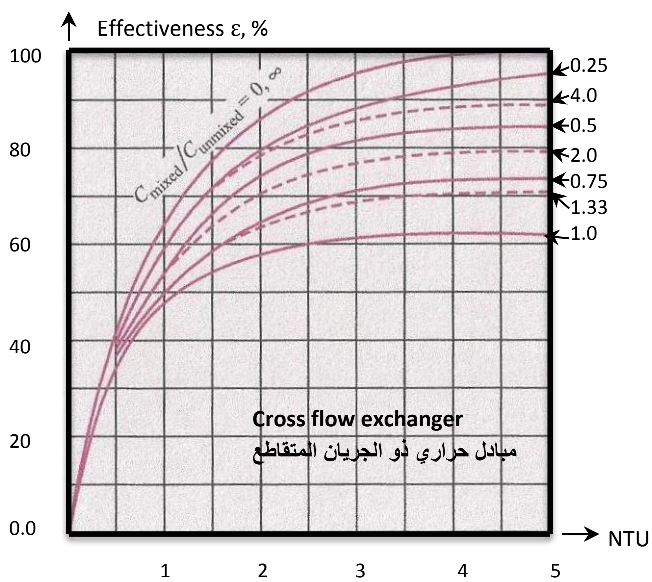
(b) Two shell passes and 4, 8, 12 etc ثنائي الغلاف مع 4, 8, 12..مسارات للانابيب

Figure 8.10 الشكل

Effectiveness for shell and tube heat exchangers الفعالية للمبادلات ذات الغلاف والانابيب



(a) Both fluids unmixed المائعان غير مَختلط الجريان



(b) One fluid mixed احد الموئع مُختلط الجريان

Figure 8.11 الشكل

Effectiveness for cross flow heat exchangers
الفعالية للمبادلات الحرارية للمبادلات ذات الجربان المتفاطع

The effectiveness graphs indicate that ε increases rapidly with smaller values of NTU (<1.5), and slowly with larger values. Note that, for large NTU values (> 3), the area of the heat exchanger is larger with a high effectiveness value. However, large size heat exchangers are more expensive to construct.

تشيرمنحنيات الفعاليـة الـى ان (ε) تـزداد سـريعاً مـع قـيم (NTU) المنخفضـة, اي (اصـغر من 1.5), وببطء مع القيم الكبيـرة. وتجـدر الملاحظـة بـأن القيم الكبيـرة لـل (NTU) (اكبر من 3) تشير الـى مسـاحة مبـادل حـراري كبيـرة مـع فعالية عالية, لكن كلفة تصنيع هذه المبادلات الكبيرة الحجم مرتفعة نسبياً.

The design procedure of a heat exchanger using the NTU method consists of the following steps: the effectiveness is first determined from equation (8.23), and then the NTU value is calculated from one of the equations of table 8.3, or from the relevant graph. Finally, the heat exchanger area is computed from equation (8.32).

يتـألف تصـميم المبـادلات الحراريـة بطريقـة (NTU) مـن الخطـوات التاليـة: اولاً تقـدير قيمـة الفعاليـة مـن المعادلـة (8.23), ثم تُحسب قيمة (NTU) باستخدام احدى معادلات الجـدول 8.3, او مـن الرسـم البيـاني ذي الصـلة. واخيـراً تُحسب مساحة المبادل الحراري بتطبيق المعادلة (8.32).

Example 8.6

المثال 8.6

Consider the heat exchanger of example 8.4, that is, a shell and tube heat exchanger used to heat glycerin from 25°C to 55°C The heating fluid water at a rate of 0.25 kg/s enters the thin-walled tubes at 85°C and leave at 45°C. The exchanger consists of two shell passes and four tube passes. The convection heat transfer coefficient on the glycerin shell side is 25 W/m²K and on the water tube side is 165° W/m²K. If the fouling factor of water is 0.0006 m².K/W, determine the area of the heat exchanger using the NTU method.

دعنا نتأمل المبادل الحراري في المثـال 8.4, اي, يُستخدم هذا المبـادل الحـراري ذو الغلاف والانابيب لتسخين مـادة الجليسـرين مـن (25°C) الــى (55°C), حيـث ان مــائع التسخين هو الماء الذي يدخل الى الانابيب رقيقة الجدران بدرجة حرارة مقدارها (85°C) ويخرج منها عند (45°C) ويجـري فيهـا بمعـدل (0.25 kg/s). يتـألف المبــادل الحراري من غلاف ذو مسارين مع اربعة مسارات من الانابيـب, علمـاً ان قيمـة معامـل انتقـال الحـرارة بالحمـل للجليسرين في الغلاف تساوي (25 W/m²K), وللماء في الانابيب (165° W/m²K). فاذا علمت ان عامل التلوث يســاوي (0.0006 m².K/W), حـدد مسـاحة المبــادل الحراري مستخدماً طريقة (NTU).

$C_{p,water}$ = 4.18 kj/kgK, $C_{p,\ glycerin}$ = 2.51 kJ/kgK.

Given:

المعلوم:

$$T_{c,in} = 25^oC \quad , \quad T_{c,out} = 55^oC \ , \ T_{h,in} = 85^oC \quad , \quad T_{h,out} = 45^oC \ ,$$

$$h_o = 25\ W/m^2K \quad , \quad h_i = 165\ W/m^2K \quad , \quad R_{fi} = 0.0006\ m^2.K/W$$

$$\dot{m}_h = 0.25\ kg/s \quad , \quad C_{p.h} = 4.18\ kJ/kgK \ , \ C_{pc} \approx 2.4\ kJ/kgK$$

Find:

The heat exchange area using the NTU method

المطلوب ايجاده:

مساحة المبادل الحراري باستخدام طريقة (NTU)

Assumptions:

1. Steady state operation.
2. Heat losses to the surroundings are negligible.
3. Constant heat fluid properties.
4. Fouling factor and overall heat transfer coefficient are constant.
5. No axial heat conduction.
6. Negligible changes in kinetic energy and potential energy.

الافتراضات:

1. حالة الاستقرارسائدة في المبادل الحراري.
2. اهمال المفقودات الحرارية الى المحيط.
3. خواص الموائع ثابتة.
4. ثبوت عامل التلوث ومعامل انتقال الحرارة الكلي.
5. لايوجد توصيل حراري بالاتجاه الطولي.
6. اهمال التغيرات في الطاقة الحركية وطاقة الوضع.

Analysis:

The first step is to determine the overall heat transfer coefficient U,

التحليلات:

نوجد اولاً قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي (U),

$$\frac{1}{A\,U} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{i,f}}{A_i} + \frac{1}{h_o A_o}$$

$A = A_i = A_o$

$$\therefore U = 1/\left(\frac{1}{h_i} + R_{fi} + \frac{1}{h_o}\right)$$

$$U = 1/\left(\frac{1}{165} + 0.0006 + \frac{1}{25}\right) = 21.431\ W/m^2K$$

We now calculate the heat capacity rates,

والآن نحسب قيم معدلات السعة الحرارية,

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph} = 0.25 \times 4.18 \times 10^3 = 1045\ W/K$$

$$C_c = \dot{m}_c C_{pc}$$

Heat balance: :الموازنة الحرارية

$\dot{m}_c C_{pc}$ ($T_{c,out} - T_{c,in}$) = $\dot{m}_h C_{ph}$ ($T_{h,in} - T_{h,out}$)

$\dot{m}_c$ x 2.4 x 10^3 (55 -25) = 0.25 x 4.18 x 10^3 (85 – 45)

$\dot{m}_c$ = 0.58 kg/s

$C_c = \dot{m}_c C_{pc}$ = 0.58 x 2.4 x 10^3 = 1392 W/K

$C_r = C_{min}/C_{max}$ = 1045/1392 = 0.75

We apply equation (8.23) to find the effectiveness ε,

نطبق المعادلة (8.23) لايجاد قيمة الفعالية (ε),

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad \text{(Eqn. 8.23)}$$

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad \text{(Eqn. 8.29)}$$

$$\varepsilon = \frac{1392\ (55 - 25)}{1045\ (85 - 25)} = 0.666$$

The NTU value is read from Figure 8.10 (b) for ε = 0.66 and C_{min}/C_{max} = 0.75; it is

نقـرأ قيمـة (NTU) مـن الشـكل [(b) 8.10] حيـث ان (ε = 0.66) و (C_{min}/C_{max} = 0.75), وهي بحدود

$$NTU \approx 1.7$$

The area can be determined from equation (8.32),

والآن نقدر المساحة من المعادلة (8.32),

$$NTU = \frac{U\,A}{C_{min}} \quad \text{(Eqn. 8.32)}$$

$$1.7 = \frac{21.431 \text{ x } A}{1045}$$

A = 86.95 m^2

Comments:

The value of the area determined by the LMTD method in example 8.4 was 87.87 m^2, and it is 86.95 m^2 by the NTU method. The validity of using the NTU method depends on the accuracy of the graph readings. However, applying one the equations in table 8.3 used to calculate the NTU is likely to provide closer answers.

الملاحظات:

لقد كانت قيمة المساحة في المثال 8.4 المحسوبة بطريقة (LMTD) تساوي ($87.87\text{-}m^2$), لكنها تساوي ($86.95\text{-}m^2$) وفقاً لطريقة (NTU), وتعتمد صلاحية استخدام طريقة (NTU) على دقة قراءة الخطوط البيانية. ومن المرجح ان نحصل على جوابين اكثر تقارباً اذا استخدمنا احدى المعادلات المدونة في الجدول 8.3 لحساب (NTU).

Exercise:

Apply one of the equations of table 8.3 to determine the effectiveness, and then find the area of the heat exchanger in problem 8.6.

تمرين:

استخدم احدى معادلات الجدول 8.3 لحساب الفعالية ثم أوجد مساحة المبادل الحراري الذي ورد في المثال 8.6.

Example 8.7

Oil at 150°C is cooled in 6-tube pass tubular heat exchanger, as shown in the schematic below. Cooling water enters the tube at 25°C and at a rate of 0.18 kg/s. In each pass, the thin-walled metal tube has a diameter of 1.5-cm and length of 4-m. If the flow rate of oil is 0.27 kg/s and the overall heat transfer coefficient is 300 W/m^2, determine the outlet temperatures of the oil and the water.

المثال 8.7

يُبرد زيت نفطي درجة حرارته (150°C) في مبادل حراري انبوبي له 6 مسارات, كما هو مبين في الشكل التخطيطي ادناه. يدخل ماء التبريد الى الانبوب بدرجة حرارة مقدارها (25°C) وبمعدل (0.18 kg/s), حيث كان قطر الانبوب الرقيق الجدران (1.5-cm) وطوله (4-m) في كل مسار. فاذا كان معدل جريان الزيت (0.27 kg/s) ومعامل انتقال الحرارة الكلي بحدود ($300\ W/m^2$), اوجد درجة حرارة كل من الزيت الخارج والماء الخارج من المبادل الحراري.

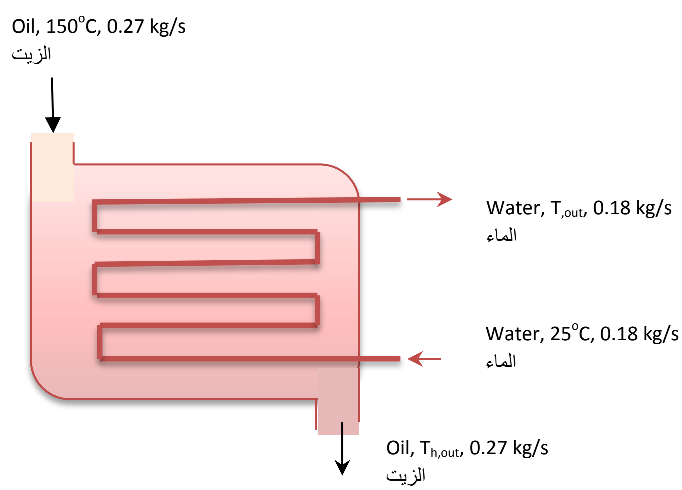
Solution

الحل

Given:

المعلوم:

$T_{h.in}$ =150°C, $T_{c,,in}$ = 25°C, U = 300 $W.m^2$
$\dot{m}_h$ = 0.27 kg/s, $\dot{m}_c$ = 0.18 kg/s
D = 1.5 cm, L = 4 m, C_{pc} = 4.18 kJ/kg.K
C_{ph}= 2.13 kJ/kg.K



!

Find:

The outlet temperatures $T_{h,out}$ and $T_{c,out}$

المطلوب ايجاده:

درجات الحرارة للموائع الخارجة من المبادل ($T_{h,out}$) و ($T_{c,out}$)

Assumptions:

1. Steady state operation.
2. Heat losses to the surroundings are negligible.
3. Constant heat fluid properties.
4. Overall heat transfer coefficient is constant.
5. No axial heat conduction.
6. Negligible changes in kinetic energy and potential energy.

الافتراضات:

1. حالة الاستقرار سائدة في المبادل الحراري.
2. اهمال المفقودات الحرارية الى المحيط.
3. خواص الموائع ثابتة
4. معامل انتقال الحرارة الكلي ثابت المقدار.
5. لايوجد توصيل حراري بالاتجاه الطولي.
6. اهمال التغيرات في الطاقة الحركية وطاقة الوضع.

Analysis:

The NTU method is used to solve this problem; the LMTD method will involve tedious iterations because the two outlet temperatures are unknown.

The heat capacity rates are:

التحليلات:

نستخدم طريقة (NTU) لحل هذه المسألة لان طريقة (LMTD) تتطلب اجراء عدداً من الحسابات التكرارية بسبب عدم معرفة درجة الحرارة في مخرجي المبادل الحراري.

معدلات السعة الحرارية هي:

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph} = 0.27 \times 2.13 \times 10^3 = 575.1 \text{ W/K}$$

$$C_c = \dot{m}_c C_{pc} = 0.18 \times 4.18 \times 10^3 = 752.4 \text{ W/K}$$

$$C_r = C_{min}/C_{max} = 575.1/752.4 = 0.764$$

The NTU value is

مقدار (NTU) هو

$$NTU = \frac{U\,A}{C_{min}} \qquad \text{(Eqn. 8.32)}$$

$$A = n\pi DL = 6 \times \pi \times 0.015 \times 4 = 1.131 \text{ m}^2$$

$$NTU = \frac{300 \times 1.131}{575.1} = 0.589$$

The effectiveness corresponding to C_r = 0.764 and NTU = 0.589 is determined from Figure 8.10 (a) to be

نحدد قيمة الفعالية في الشكل [(a) 8.10] المناظرة لكل من (C_r = 0.764) و(NTU = 0.589) وهي

$$\varepsilon \approx 0.4$$

The outlet temperatures are calculated as follows:

ونقييم درجات الحرارة على النحوالتالي:

$$q = \varepsilon \cdot q_{max}$$

$$q_{max} = C_{min} \, (T_{h,in} - T_{c,in}) \qquad \text{(Eqn. 8.27)}$$

$$q_{max} = 575.1 \times (150 - 25) = 71887.5 \text{ W}$$

$$q = 0.4 \times 71887.5 = 28755 \text{ W}$$

$$q = C_c \, (T_{c,out} - T_{c,in})$$

$$28755 = 752.4 \, (T_{c,out} - 25)$$

$$T_{c,out} = \underline{63.217^oC}$$

Likewise:

$$q = C_h \, (T_{h,in} - T_{h,out})$$

$$28755 = 575.1 \times (150 - T_{h,out})$$

$$T_{h,out} = \underline{100^oC}$$

Comments:

الملاحظات:

The tubular heat exchanger cools the hot oil from 150 to 100^{o}C. To cool the oil further, a more compact shell and tube heat exchanger would be recommended.

يقوم المبادل الحراري الانبوبي بتبريد الزيت من 150 الى 100 درجة مئوية فقط. وللحصول على مزيد من التبريد, يُستحسن استخدام المبادل الحراري ذو الغلاف والانابيب.

Exercise:

تمرين:

Repeat the calculations of example 8.7 for 8-pass tubular heat exchanger.

كرر حسابات المثال 8.7 مستبدلاً المبادل الحراري بمبادل حراري انبوبي له 8 مسارات.

8.7 Condensers

Industrial ***shell and tube condensers*** are used extensively in industry. Typical examples are the steam condensers of power stations, and the condensers of common vapor such as ammonia. Cooling water would be the obvious choose to run inside the tubes, and condensation occurs in the shell side on the outer surface of the tubes.

As well as the LMTD method, the NTU method can be applied to determine the heat exchange area of a condenser. In this case the maximum heat capacity rate approaches infinity due to phase change, thus

8.7 اجهزة تكثيف البخار

تستخدم معدات التكثيف او***المكثفات ذات الغلاف والانابيب*** في المصانع كثيراً. ومن ابرز الامثلة على ذلك هي مكثفات بخار الماء المستخدمة في محطات توليد الطاقة الكهربائية, ومكثفات الابخرة الشائعة مثل الامونيا. ومن الطبيعي ان يتم اختيار الماء لاغراض التبريد داخل الانابيب, بينما يتكثف البخار في الغلاف فوق اسطح الانابيب الخارجية.

وبالاضافة الى طريقة (LMTD), يمكن تطبيق طريقة (NTU) لتحديد مساحة التبادل الحراري لجهاز التكثيف. وفي هذه الحالة, يقترب معدل السعة الحرارية الاقصى الى مالانهاية بسبب التحول في طور المائع من البخار الى السائل, اي ان

$$C_h = C_{max} \rightarrow \infty \qquad (8.39)$$

$$\therefore C_r = C_{min}/C_{max} = 0 \qquad (8.40)$$

Since $C_r = 0$, the 7th equation of table 8.3 may be used to determine the effectiveness of condensers.

وبما ان ($C_r = 0$), لذا يمكن استخدام المعادلة السابعة في الجدول 8.3 لتقييم فعالية جهاز التكثيف.

Example 8.8

A single pass shell and-tube heat exchanger is used to condense ammonia. Ammonia at 52°C enters the shell as a saturated vapor, and water enters the tubes at 23°C and at a rate of 2.3 kg/s. The overall heat-transfer coefficient is 1000 W/m^{2}K. The tubes are limited to 3-m length and have diameter of 2-cm. If the rate of heat transfer is 180 kW, determine the water outlet temperature and number of tubes.

المثال 8.8

يستخدم مبادل حراري ذو الغلاف والانابيب بمسار واحد, لتكثيف الامونيا. يدخل بخارالامونيا المشبع الى غلاف المبادل بدرجة حرارة مقدارها (52°C), كما يدخل الماء في الانابيب بمعدل (2.3 kg/s) وبدرجة الحرارة (23°C). اذا علمت ان معامل انتقال الحرارة الكلي يساوي (1000 W/m^{2}K), وان قطر الانابيب (2-cm) وطولها (3-m), ومعدل انتقال الحرارة (180 kW), احسب درجة حرارة الماء الخارج وعدد انابيب المبادل الحراري.

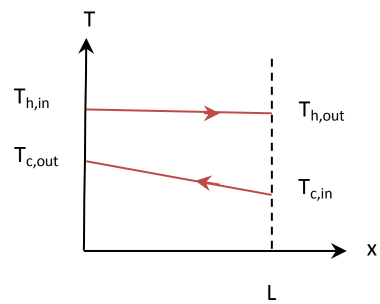
$$C_{p,water} = 4.18 \text{ kJ/kg.K}$$

Solution

الحل

Given:

المعلوم:



$T_{c,in}$ = 23°C, $T_{h,in}$ = 52°C, $T_{h,out}$ = 52°C

$\dot{m}_c$ = 2.3 kg/s, U = 1000 W/m²K, q = 180 kW

D = 2-cm, L = 3 m

Find:

The water outlet temperature $T_{c,out}$ and the number of tubes n

المطلوب ايجاده:

درجة حرارة الماء الخارج ($T_{c,out}$) وعدد الانابيب (n)

Assumptions:

1. Steady state operation.
2. Heat losses to the surroundings are negligible.
3. Constant heat fluid properties.
4. Overall heat transfer coefficient is constant.
5. No axial heat conduction.
6. Negligible changes in kinetic energy and potential energy.

الافتراضات:

1. حالة الاستقرار سائدة في المبادل الحراري.
2. اهمال المفقودات الحرارية الى المحيط.
3. خواص الموائع ثابتة
4. معامل انتقال الحرارة الكلي ثابت المقدار.
5. لايوجد توصيل حراري بالاتجاه الطولي.

اهمال التغيرات في الطاقة الحركية وطاقة الوضع

Analysis:

The water outlet temperature is obtained from equation (8.24),

التحليلات:

نحصل على قيمة درجة حرارة الماء الخارج من المعادلة ,(8.24)

$q = \dot{m}_c C_{cp,c} (T_{c,out} - T_{c,in})$ (Eqn.8.24)

$180 \times 10^3 = 2.3 \times 4.18 \times 10^3 (T_{c,out} - 23)$

$T_{c,out} = \underline{41.722^oC}$

The effectiveness is now determined as follows

والآن نقييم الفعالية كما يلي

$C_h = C_{max} \to \infty$ (for condensers)

$C_{min} = \dot{m}_c C_{cp,c} = 2.3 \times 4.18 \times 10^3 = 9614$ W/K

$q_{max} = C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})$ (Eqn. 8.27)

$q_{max} = 9614 \times (54\text{-}23) = 2.98 \times 10^5$ W

$\varepsilon = q/q_{max} = 200 \times 10^3/2.98 \times 10^5 = 0.671$

The NTU value is then determined from the 7th equation of table 8.3,

ثم نحدد قيمة (NTU) من المعادلة السابعة في الجدول 8.1

$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$ ($C_r = 0$ for condensers)

$\exp(-NTU) = 1\text{-} 0.67 = 0.33$

$NTU = -\ln 0.33 = 1.108$

The number of tubes is given from

يُعطى على عدد الانابيب من

$$NTU = \frac{U\,A}{C_{min}} \qquad \text{(Eqn. 8.32)}$$

$$1.108 = \frac{1000 \times A}{9614}$$

$A = 10.652\ m^2$

$A = n\pi DL$

$10.652 = n \times \pi \times 0.02 \times 3$

$n = 56.5 \approx 57$ tubes

Comments:

1. The shell and tube condenser performance will be affected by scale formation overtime. Thus, the value overall heat transfer coefficient will decrease and the condenser tubes would require cleaning. The fouling factor should therefore be included in the design calculations.
2. The convection heat transfer coefficients for the inside and outside of the tubes (h_i and h_o) are normally calculated using the forced convection relations of chapter 5. The overall is then evaluated including the fouling factor and possibly the tube conduction resistance.

الملاحظات:

1. يتأثر اداء المكثف سلباً نتيجة تراكم الترسبات بمرور الزمن, حيث تقل قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي, وعندئذ يستوجب تنظيف الانابيب. لهذا السبب, ينبغي شمول عامل التلوث في حسابات التصميم.
2. يتم حساب معامل انتقال الحراة بالحمل داخل الانابيب وخارجها (h_i) و (h_o) باستخدام معادلات الحمل القسري من الفصل الخامس. بعد ذلك, يتم تقدير قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي بشمول عامل التلوث وربما مقاومة التوصيل لجدار الانبوب ايضاً.

Exercise:

Apply the LMTD method to repeat the calculations for example 8.8 when the flow rate of the water is reduced by 40%.

تمرين:

استخدم طريقة (LMTD) لتكرار حسابات المثال 8.8 عندما يتم تخفيض معدل جريان الماء بنسبة 40%.

8.8 Design and Selection of Heat Exchangers

The first step of design and selection of a heat exchanger is to analyze the data obtained from the flow sheet of the plant. The energy and material balance specifies the duty of the heat exchanger, as well as the type of fluids, flow rates and temperatures. The engineer studies the parameters and commences with the design by deciding what type of heat exchanger is suitable for the duty. It may be of the shell and tube type for heat recovery, or an exchanger to condense vapor, or an air cooled finned-tubes exchanger. The design procedure that follows involves many steps including cost analysis, pressure drop and material selection. ***Coulson and Richardson*** [8] outlined the basic design with some good examples for shell and tube exchangers; relevant references may also be sited in literature [9, 10]. Study cases are also available in the Internet and software is now available to provide the detailed design for heat exchangers. However, it is strongly recommended that engineering students perform manual calculations to understand the principles and application of heat transfer.

It is appropriate here to list the steps of a typical basic design calculations performed in reference [8], these are

8.8 تصميم واختيار المبادلات الحرارية

تتمثل الخطوة الاولى لتصميم واختيار نوع المبادل الحراري باجراء دراسة تحليلية للمعلومات والبيانات المتعلقة بالمصنع. وفي هذا السياق, يٌعد جدول موازنة المادة والطاقة مصدراً لتحديد الحِمل الحراري للمبادل, وكذلك نوع المائع وقيم معدل الجريان ودرجات الحرارة. ويعكف المهندس على دراسة المعطيات ومن ثم يبدأ التصميم باختيار نوع المبادل الحراري الملائم لاداء المهمة, فقد يكون المبادل من نوع الغلاف والانابيب لغرض الاستفادة من الحرارة الفائضة؟ او جهاز لتكثيف البخار, او مبادل ذو انابيب مزعنفة لتبريد مائع معين بواسطة الهواء. بعد ذلك, يتضمن التصميم خطوات عديدة, بما فيها تحديد الكلفة و تقدير هبوط الضغط وكذلك اختيار مواد التصنيع. وقد قام الباحثان ***كولسون ورتشاردسون*** [8] بإجراء تصاميم اولية للمبادلات الحرارية مع امثلة توضيحية جيدة تخص المبادلات ذات الغلاف والانابيب, ويمكن ايضاً الرجوع الى االمزيد من المصادر ذات الصلة للاطلاع على انواع المبادلات الحراية وطرائق تصميمها [9, 10]. كما يتوفر بعض الامثلة في الانترنت, هذا بالاضافة الى امكان استخدام البرامجيات الجاهزة المتاحة لانجاز تصاميم مفصلة. مع ذلك, نوصي طلبة العلوم الهندسية باتباع طريقة الحسابات اليدوية لفهم مبادىء وتطبيقات علم انتقال الحرارة.

من المناسب هنا ان نكتفي بكتابة خطوات التصميم الاساسي المدونة في المصدر[8], وهي

1. Calculate the rate of heat transfer q.

1. احسب معدل انتقال الحرارة (q).

$$q = \dot{m}_c \, C_{cp,c} \, (T_{c,out} - T_{c,in})$$

or

$$q = \dot{m}_h \, C_{cp,h} \, (T_{h,in} - T_{h,out})$$

2. Compute the unknown temperature and determine the log mean temperature difference.

2. احسب درجة الحرارة المجهولة ثم حدد قيمة المتوسط اللوغاريثمي لدرجة الحرارة.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2})}$$

3. Estimate the overall heat transfer coefficient U_{est} from design charts or tables.

3. استخرج قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي (U_{est}) من المخططات او الجداول المتاحة.

4. Assume a diameter and length for the tubes. Find F assuming 1 shell pass and 2-tube passes. Determine the total surface area, surface area of a single tube and then the number of tubes.

4. افترض قيماً لقطر الانابيب ولطولها ,ثم اوجد قيمة عامل التلوث (F) مفترضاً وجود مسار واحد للغلاف ومسارين للانابيب, وبعد ذلك, اوجد قيمة المساحة السطحية الكلية والمساحة السطحية للانبوب ومنها احسب عدد الانابيب.

$$Q = FU\,A\,\Delta T_{lm}$$

5. Determine the shell diameter based on number of tubes and shell geometry (baffle spacing and tube pitch).

5. حدد قطر الغلاف اعتماداً على تركيبته الهندسية (اي نوع الحواجز والمسافة بينها وكذلك ترتيب الانابيب المارة بها)

6. Calculate the tube side heat transfer coefficient h_i.

6. احسب معامل انتقال الحرارة في الانابيب (h_i).

7. Calculate the shell side heat transfer coefficient h_o, and then estimate the overall heat transfer coefficient U.

7. احسب معامل انتقال الحرارة خارج الانابيب في الغلاف (h_o) ثم احسب قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي (U)

8. If U is significantly higher or lower than the value estimated U_{est}, check pressure drops.

8. قارن بين (U) و (U_{est}), فاذا وجدت قيمة (U) أعلى او أقل من (U_{est}), تحقق من قِيم هبوط الضغط.

9. Calculate the tube side pressure drop. If it doesn't conform to the recommended guide design value, change the diameter of the tubes or number of passes and repeat the calculations.

9. احسب هبوط الضغط في الانابيب, فاذا كانت قيمتة تحتلف عن القيمة المقترحة في نهج التصميم, فقم بتغير قطر الانابيب, او عدد المسارات, ثم كرر الحسابات.

10. Compute the pressure drop on the shell side. If pressure drop is not acceptable, change geometrical arrangement and repeat calculations.

10. احسب هبوط الضغط في الغلاف, فاذا كان غير مقبول قم بتغير تركيبة الغلاف وكرر الحسابات.

11. If the latest value overall heat transfer coefficient is closer to the value estimated in step 3, the design is considered acceptable.

11. اذا وجدت آخر قيمة لمعامل انتقال الحرارة الكلي متوافقة الى حد ما مع القيمة المستخرجة من المخططات في الخطوة 3 فيمكنك اعتبار التصميم مقبولاً.

12. Choose material taking into account thermal expansion and corrosion effects.

12. اختار مواد التصنيع متخذاً بعين الاعتبار تاثيرات التمدد الحراري والتآكل.

13. Estimate the running and fixed cost and then the total cost.

13 قم باجراء تقدير للكلفة التشغيلية وكلفة االتصنيع اي الكلفة الثابتة ومنها التكلفة الكلية.

References & Suggested Reading المراجع

1. F. P. Incropera. D. P. DeWitt, T.L. Bergman, and A. S. Lavine. *Introduction to Heat Transfer*. 5th ed. John Wiley & Sons, 2007.
2. Yunus A. Çencel. *Heat Transfer A Practical Approach*. International ed. McGraw Hill, 1998.
3. J. H. Lienhard IV and J. H. Lienhard V. *A Heat Transfer Textbook*. 4th ed. Phlogiston Press, 2017.
4. J.P Holman. *Heat Transfer*, 10th ed. McGraw Hill, 2010.
5. *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 6th ed, Tubular Exchanger Manufacturers Association, New York, 1978.
6. R. A Bowman, A. C. Mueller and W. m. Nagle. *Transactions of the SAME* 62, 1940.
7. W. M. Kays and A. L. London. *Compact Heat Exchangers*, 3rd Ed. Mcgraw Hill, 1984.
8. *Coulson and Richardson's Chemical Engineering*. Vol 6, 4th Ed. By Sinnott. Elsevier Batterwoth-Heinemann,, 2005.
9. E. U. Schlunder. Heat Exchangers Design Handbook. Washington DC: Hemisphere, 1982.
10. G. Walker. *Industrial Heat Exchangers*. Washington DC: Hemisphere, 1982.
11. M. N. Ozisik. *Heat Transfer- A basic Approach*. McGraw Hill,1985.
12. F. Kreith, R. N, Manglik and M. S. Bohn. *Principles of Heat Transfer*. 7th ed. Cengage learning, 2011.
13. R. H. Perry and D.W. Green. *Perry's Chemical Engineering Handbook*, 7th ed. McGraw Hill, 1998.

Problems

المسائل

Overall Heat transfer Coefficient

معامل انتقال الحرارة الكلي

8.1 A double pipe heat exchanger constructed of metal having a thermal conductivity of 382 W/m.K. The inner tube has an internal diameter of 1.5-cm and an external diameter of 2-cm. The heat transfer coefficient inside the tube is 720 W/m^{2}K, and on the outer surface of the tube is 1450 W/m^{2}K. For fouling factors of 0.00048 m^2.K/W on the tube side and 0.00021 m^2.K/W on the shell side, determine the overall heat transfer coefficients based on the inner and outer diameters.

8.1 مبادل حراري انبوبي مصنوع من مادة معدنية موصليتها الحرارية (382W/m.K), حيث كان كل من القطر الداخلي والخارجي للانبوب الاصغر حجماً (1.5-cm) و(2-cm) على التوالي, وقيمة معامل انتقال الحرارة داخل الانبوب (720-W/m^{2}K) وخارجه (1450 W/m^{2}K.). فاذا كان عامل التلوث لسطح الانبوب الداخلي (0.00048 m^2.K/W) ولسطح الانبوب الخارجي (0.00021 m^2.K/W), اوجد معامل انتقال الحرارة الكلي استناداً الى القطر الداخلي, وكذلك استناداً الى القطر الخارجي.

8.2 What is the reduction in heat transfer due to fouling in the double pipe exchanger of problem 8.1?

8.2 ما هو مقدار النقصان في انتقال الحرارة بسبب الترسبات في المسألة 8.1؟

8.3 Water flowing over tubes in a cross flow heat exchanger. The outside convection heat transfer coefficient is h_o = 2150 W/m^{2}K and the inner h_i = 2750 W/m^{2}K. If the inner diameter of the steel tubes is 3.5-cm, the external diameter is 4-cm and the thermal conductivity of the steel is 45 W/m.K, Calculate the overall heat transfer coefficient based on the outer diameter U_o.

8.3 يجري الماء عبر انابيب احد المبادلات الحرارية حيث كانت قيم معامل انتقال الحرارة (h_o = 2150 W/m^{2}K) و (h_i = 2750 W/m^{2}K). فاذا علمت ان القطر الداخلي للانابيب المصنوعة من الصلب الحديدي هو (3.5-cm) وقطرها الخارجي (4-cm), وان موصلية الصلب الحديدي (45 W/m.K), احسب معامل انتقال الحرارة الكلي استناداً الى القطر الخارجي (U_o).

8.4 A shell and tube heat exchanger is used to heat a corrosive liquid that flows in the tubes of inside diameter D_i = 1.2 cm and outside diameter D_o = 1.5-cm. Hot flue gases flow on the shell side. The inner and outer heat transfer coefficients are h_i = 1600 W/m^{2}K and h_o = 220 W/m^{2}K. For stainless steel tubes, Determine the overall heat transfer coefficient. What will be the overall heat transfer coefficient if the tubes are made of a tough plastic material? Discuss the results.

8.4 يستخدم مبادل حراري ذو الغلاف والانابيب لتسخين سائل يسبب التآكل, حيث يجري السائل في الانابيب ذات القطر الداخلي (D_i = 1.2 cm) والقطر الخارجي (D_o = 1.5-cm), بينما تجري غازات الاحتراق الساخنة في الغلاف. وكان معامل انتقال الحرارة داخل الانابيب يساوي (h_i = 1600) وخارجها (h_o = 220 W/m^{2}K) . فاذا كانت الانابيب مصنوعة من الصلب المقاوم للصدأ, احسب معامل انتقال الحرارة الكلي. ما مقدار معامل انتقال الحرارة اذا استبدلت الانابيب بأنابيب مصنوعة من البلاستك المقاوم؟ ناقش النتائج.

k_{steel} =7.9 W/m.K, $k_{plastic}$ = 0.165 W/m.K

8.5 Hot water at 95°C flows through horizontal steel pipe of 5-cm internal diameter and wall thickness of 0.5-cm. The pipe wall thermal conductivity is 53 W/m·K which is exposed to atmospheric with a convection heat transfer coefficient of 8 W/m²K. If the water velocity is 0.026 m/s, calculate the convection heat transfer coefficient inside the pipe h_i and the overall heat transfer coefficient based on the outer area of pipe U_o. (*Find the water properties for water from tables and use the appropriate forced convection equation to find h_i*)

8.5 يجري ماء ساخن بدرجة حرارة مقدارها (95°C) في انبوب افقي مصنوع من الصلب الحديدي قطره الداخلي (5-cm) وسمك جداره (0.5-cm). علماً ان الموصلية الحرارية لجداره الحديدي تساوي (53 W/m·K), وكان الانبوب معرضاً للهواء الجوي بمعامل انتقال حرارة مقداره (8 W/m²K). فاذا كانت سرعة الماء تساوي (0.026 m/s), احسب معامل انتقال الحرارة بالحمل الحراري داخل الانبوب (h_i), ثم اوجد معامل انتقال الحرارة الكلي استناداً الى قطر الانبوب الخارجي (U_o). *[استخرج خواص الماء من الجداول واستخدم احد معادلات الحمل الحراري القسري لحساب (h_i)]*

8.6 A double pipe heat exchanger is used to cool engine oil from by water that flows inside the tube. If the flow rate of the water is 0.21 kg/s, while the flow rate of oil in the annular space is 0.12 kg/s. If the diameter of the inner tube is 25-mm and the diameter of the outer tube is 50-mm, determine the overall heat transfer coefficient, assume thin-walled tubes.

Notes:

1. Get the fluid properties from available tables.
2. If flow in the annular space is laminar then take Nu = 5.75.

8.6 يستخدم مبادل حراري انبوبي لتبريد زيت المحركات بواسطة ماء يجري في انبوبه الداخلي. حيث كان معدل جريان الماء (0.21 kg/s), بينما كان معدل جريان الزيت في المجال الحلقي بين الانبوبين مساوياً (0.12 kg/s). فاذا علمت ان قطر الانبوب الداخلي (25-mm) وقطر الانبوب الخارجي (50-mm), احسب معامل انتقال الحرارة الكلي مفترضاً انابيب رقيقة الجدران.

ملاحظات:

1. استخرج خواص الموائع من الجداول المتاحة.

2. اذا توصلت الى ان الجريان في المجال الحلقي هو جريان طباقي, إتخذ (Nu = 5.75)

Double Pipe Heat Exchangers

المبادلات الحرارية الانبوبية

8.7 A counter flow double-pipe heat exchanger is used to heat water at the rate of 7 kg/h from 30 to 80°C. Hot oil enters the exchanger at 120°C and leaves at 78°C. The heat capacity of the oil is 1.85 kJ/kg.K and the overall heat-transfer coefficient is 350 W/m²K. Find the area of the heat exchanger.

8.7 يستخدم مبادل حراري انبوبي متعاكس الجريان لتسخين الماء من (30) الى (80°C) بمعدل (7 kg/h). يدخل الزيت الساخن الى المبادل الحراري بدرجة حرارة مقدارها (120°C) ويخرج منه بدرجة (78°C). فاذا علمت ان مقدار السعة الحرارية للزيت يساوي (1.85 kJ/kg.K), وان معامل انتقال الحرارة الكلي (350 W/m²K), اوجد مساحة المبادل الحراري.

8.8 A cold brine solution enters a double pipe heat exchanger at 1^oC to cool water from 35^oC to 20^oC. The flow rates of the water and the brine are 0.133 kg/s and 0.2 kg/s respectively. If the overall heat transfer coefficient is 1000 W/m^2K, determine the heat transfer area for (a) parallel flow exchanger and (b) counter flow exchanger.

Assume:

8.8 يدخل محلول ملحي بارد الى مبادل حراري انبوبي بدرجة حرارة مقدارها (1^oC) لتبريد الماء من (35^oC) الى (20^oC), وكان معدل الجريان لكل من الماء والمحلول الملحي (0.133 kg/s) و (0.2 kg/s) على التوالي. فاذا علمت ان معامل انتقال الحرارة الكلي يساوي ($1000\ W/m^2K$),اوجد مساحة التبادل الحراري لكل من (أ) مبادل متوازي الجريان و (ب) مبادل متعاكس الجريان.

افترض ان:

$$C_{p,water} = 4.18\ kJ/kg.K,\ C_{p,brine} = 3.7\ kJ/kg.K$$

8.9 Determine the length of a tubular-counter flow heat exchanger used to cool hot oil from 200^oC to 70^oC at the rate of 45 kg/min. The cooling fluid is another type of oil which exits the exchanger at 150^oC and at the rate of 60 kg/min. The internal diameter of the inner tube is 1 in and the specific heat capacities are

8.9 حدد طول المبادل الحراري الانبوبي ذو الجريان المتعاكس المُستخدم لتبريد زيت من (200^oC) الى (70^oC) بمعدل (45 kg/min). حيث كان مائع التبريد نوع آخر من االزيوت يخرج من المبادل بدرجة حرارة مقدارها (150^oC) وبمعدل (60 kg/min). علماً ان قطر الانبوب الداخلي يساوي (1 in), وقيم السعات الحرارية النوعية هي

$$C_{p,hot} = 2.04\ kJ/kg.K,\ C_{p,cold} = 1.85\ kJ/kg.K$$

8.10 A parallel flow-double pipe heat exchanger is to heat water from 70^oF to 130^o F at the rate of 14 kg/min. The heating is accomplished by geothermal water at 250^oF and at a rate of 20 kg/min. If the overall heat transfer coefficient is 600 W/m^2K determine the heat exchanger area.

8.10 يستخدم مبادل حراري انبوبي متوازي الجريان لتسخين الماء من درجة حرارة مقدارها (70^oF) الى (130^oF) بمعدل (14 kg/min). حيث يتم التسخين بواسطة الماء الجيوثرمي (المياه الارضية الحرارية) عند درجة الحرارة (250^oF) وبمعدل (20 kg/min). فاذا كان معامل انتقال الحرارة الكلي يساوي ($600\ W/m^2K$), اوجد مساحة المبادل الحراري.

$$C_{p,cold} = 4180\ J/kg.K,\ \ C_{p,hot} = 4312\ J/kg.K$$

8.11 Oil is cooled by a double pipe heat exchanger from 140^{o}C to 45^{o}C at a rate of 1.85 kg/s. Water at 25^{o}C and at a rate of 1.48 kg/s is available to cool the oil. If the diameter of the thin-walled inner pipe is 3-cm, and its length is 6.5-m, calculate the overall heat transfer coefficient of this heat exchanger.

8.11 يُبرد الزيت في مبادل حراري انبوبي من (140^{o}C) الى (45^{o}C) بمعدل (1.85 kg/s). حيث يستخدم الماء عند درجة الحرارة (25^{o}C) وبمعدل (1.48 kg/s) لتبريد الزيت. فاذا علمت ان قطر الانبوب الداخلي ذو الجدار الرقيق يساوي (3-cm) وطوله (6.5-m), احسب معامل انتقال الحرارة الكلي لهذا المبادل.

$C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K, $C_{p,oil}$ = 2.19 kJ/kg.K

8.12 Glycerin at 18^{o}C is to be heated at the rate of 0.27 kg/s in a parallel flow-double pipe heat exchanger. The heating fluid is ethylene glycol that enters the exchanger at 65^{o}C. The temperature difference between the two liquids at the outlet is 16^{o}C. The overall heat transfer coefficient is 260 W/m^{2}K, and the heat transfer area is 7.5 m^2. Determine the exit temperature of the glycerin and the flow rate of the ethylene glycol.

8.12 يُسخن الكليسرين بدرجة الحرارة (18^{o}C) بمعدل جريان مقداره (0.27 kg/s) في مبادل حراري انبوبي متوازي الجريان. حيث يدخل مائع التسخين, وهو كلايكول الاثلين, الى المبادل بدرجة الحرارة (65^{o}C). وكان الفرق بدرجة حرارة السائلين الخارجين من المبادل الحراري يساوي (16^{o}C), كما كانت قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي (260 W/m^{2}K) والمساحة المتاحة لانتقال الحرارة (7.5 m^2). اوجد كل من درجة حرارة الكليسرين الخارج من المبادل ومعدل جريان كلايكول الاثلين.

$C_{p,glycerin}$ = 2.39 kJ/kg.K, $C_{p,glycol}$ = 2.51 kJ/kg.K

8.13 A counter flow-double pipe heat exchanger is designed to handle a heat transfer rate of 2500 W. The duty of the exchanger is to heat water from 25^{o}C to 85^{o}C. The heating is accomplished by hot oil that enters the annular space at 150^{o}C and exits at 120^{o}C. The thin-walled inner tube has a diameter of 2.2-cm and an overall heat transfer coefficient of 520 W/m^{2}K. What is the length of the heat exchanger?

8.13 صُمم مبادل حراري متعاكس الجريان على اساس معدل انتقال الحرارة بمقدار (2500 W). وقد كان المطلوب هو تسخين الماء من (25^{o}C) الى (85^{o}C) بواسطة زيت ساخن يدخل المجال الحلقي بين الانبوبين المتمركزين بدرجة حرارة مقدارها (150^{o}C) ويخرج منه بدرجة الحرارة (120^{o}C). فاذا كان الانبوب الداخلي رقيق الجدار وقطره يساوي (2.2-cm), وكان مقدار معامل انتقال الحرارة الكلي (520 W/m^{2}K), فما هو طول المبادل الحراري؟

Shell and Tube Heat Exchangers (LMTD)

8.14 A heat exchanger made of one-shell pass and a single tube making 8-passes is used to heat glycerin from 24°C to 62°C by water. Hot water enters the tube at 90°C and leaves at 50°C. The diameter of the thin-walled tube is 2-cm. The glycerin side heat transfer coefficient is 285 W/m^{2}K and on the water side is 2 W/m^{2}K. Determine the length of the tube per pass.

المبادلات الحرارية ذات الغلاف والانابيب (LMTD)

8.14 يستخدم مبادل حراري ذو غلاف احادي المسار وانبوب واحد بثمانية مسارات لتسخين مادة الكليسرين من (24°C) الى (62°C), يتم التسخين بواسطة الماء الذي يدخل الانبوب بدرجة حرارة مقدارها (90°C) ويخرج منه بدرجة الحرارة (50°C), حيث يتم استخدم انبوب رقيق الجدران قطره (2-cm). فاذا علمت ان معامل انتقال الحرارة الكلي للكليسرين داخل الانبوب يساوي (285 W/m^{2}K) وللماء في الغلاف (2 W/m^{2}K). اوجد طول الانبوب لكل مسار.

$C_{p,glycerin}$ = 2.39 kJ/kg.K, $C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K

8.15 The performance of the exchanger in problem 8.14 deteriorates with time due to scale formation. It was found, after 2 years a fouling factor of 0.00055 m^2 occurred inside the tubes, and the glycerin outlet temperature decreased to 57°C. What will be the value of the overall heat transfer coefficient?

8.15 اذا علمت ان اداء المبادل الحراري في المسألة 8.14 يتدهور مع مرور الزمن بسبب الترسبات الكلسية, وقد وجد بعد مرور سنتين بأن عامل التلوث داخل الانابيب بلغ (0.00055 m^2) وان درجة حرارة الكليسرين الخارج قد انخفضت الى (57°C), فما مقدار معامل انتقال الحرارة الكلي ؟

8.16 A one shell-pass and two tube-passes heat exchanger is used as water to water heat recovery system. The hot water flows in the shell side and is cooled from 95 to 65°C. The cold water is heated from 7 to 61° C inside the tubes. Calculate the surface area for a heat transfer of 55 kW and a heat-transfer coefficient of 1200 W/m^{2}K.

8.16 يستخدم مبادل حراري ذو غلاف احادي المسار مع مسارين للانابيب كمنظومة للاستفادة من من التبادل الحراري بين ماء ساخن وماء بارد. يتم تبريد الماء الساخن من (95) الى (65°C) في الغلاف, بينما يُسخن الماء البارد من (7) الى (61° C) في الانابيب. احسب المساحة السطحية المتاحة لانتقال الحرارة بمعدل (55-kW) وبمعامل انتقال حرارة مقداره (1200 W/m^{2}K).

8.17 A shell and tube heat exchanger having 1-shell pass and 4-ube passes is to heat 12 kg/s of ethylene glycol from 15 to 35° C on the shell side. Water at the rate of 15 kg/s enters the tubes at 65°C. The overall heat-transfer coefficient is 42 W/m^{2}K. Calculate the area of the heat exchanger.

8.17 يستخدم مبادل حراري ذو غلاف احادي المسار وانابيب لها 4 مسارات لتسخين مادة كلايكول الاثلين من (15) الى (35° C) في الغلاف بمعدل (12 kg/s). يدخل الماء الى الانابيب بمعدل (15 kg/s) وبدرجة حرارة مقدارها (65°C). فاذا كان معامل انتقال الحرارة الكلي (42 W/m^{2}K), احسب مساحة المبادل الحراري.

$C_{p,glycol}$ = 2.50 kJ/kg.K, $C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K

8.18 A shell-and-tube heat exchanger with 2-shell passes and 6-tube passes is used to heat 2.1 kg/s of water from 12 to 75°C in the shell side. Hot engine oil at 115°C and a rate of 3.2 kg/s flows inside the tubes. If the overall heat transfer coefficient is 320 W/m^2K and the diameter of the tubes is ¾ in determine the heat exchanger area required for the duty and the number of tube per pass.

8.18 يُستخدم مبادل حراري ذو غلاف ثنائي المسار وانابيب بستة مسارات لتسخين الماء من (12) الى (75°C) في الغلاف بمعدل (2.1 kg/s). يجري زيت المحركات الساخن بمعدل (3.2 kg/s) في الانابيب وبدرجة حرارة مقدارها (115°C). فاذا كان معامل انتقال الحرارة يساوي (320 W/m^2K) وقطر الانابيب (¾ in), اوجد مساحة المبادل الحراري اللازمة لانجاز عملية التبادل الحراري, ثم احسب عدد الانابيب في كل مسار.

$C_{p,oil}$ = 2.1 kJ/kg.K

8.19 A shell and tube heat exchanger is to heat water using the available hot water in a chemical plant. The 1-shell pass exchanger consists of tubes, having a diameter of 1.85-cm, limited to a maximum length of 2-m. Cold water is heated from 35 to 55°C at the rate of 3.8 kg/s on the shell side. Hot water at the rate of 1.9 kg/s enters the exchanger tubes at 94°C. The overall heat transfer coefficient is 1400 $W/m^2·K$, and the average water velocity in the tubes is 0.36 m/s. Determine the number of tube passes, the number of tubes per pass, and the length of the tubes, consistent with the limitation of the length.

8.19 يقوم مبادل حراري ذو الغلاف والانابيب بتسخين ماء بارد باستخدام الماء الساخن المتوفر في المصنع. يتألف المبادل من عدد من الانابيب المثبتة داخل غلاف احادي المسار, حيث يبلغ قطر كل انبوب منها (1.85-cm) ولا يزيد طوله عن (2-m). يتم تسخين الماء البارد في الغلاف بمعدل (3.8 kg/s) من (35) الى (55°C), بينما يدخل الماء الساخن الى الانابيب بمعدل (1.9 kg/s) ودرجة حرارة مقدارها (94°C). فاذا كان معامل انتقال الحرارة الكلي (1400 $W/m^2·K$) ومتوسط سرعة جريان الماء في الانابيب (0.36 m/s), اوجد عدد مسارات الانابيب وعدد الانابيب في كل مسار, وطولها الذي يتلائم مع شرط الطول المذكور في اعلاه.

$C_{p,\ water}$ = 4.18 kJ/kg.K, ρ_{water} = 1000 kg/m^3

The NTU method

الحل بطريقة NTU

8.20 Solve problem 8.8 using the NTU method.

8.20 كرر حل المسألة 8.8 مستخدما طريقة (NTU).

8.21 A single pass shell and 6-tube passes exchanger is used to heat air by hot oil at 100°C. The air is heated from 23°C to 75°C on the shell side at a rate 0f 14 kg/min. The specific heat of the oil is 2.12 kJ/kg.K and its flow rate is 19 kg/min. If U = 200 W/m²K, calculate the area required for heat transfer in this exchanger.

8.21 يستخدم مبادل حرراي ذو غلاف احادي المسار وانابيب بستة مسارات لتسخين الهواء بواسطة زيت ساخن درجة حرارته (100°C). حيث يتم تسخين الهواء من (23°C) الى (75°C) في الغلاف بمعدل (14 kg/min). فاذا كانت السعة الحرارية النوعية للزيت تساوي (2.12 kJ/kg.K), ومعدل جريانه (19 kg/min), ومعامل انتقال الحرارة الكلي (200 W/m²K), احسب المساحة اللازمة لانتقال الحرارة في هذا المبادل الحراري.

$C_{p,air}$ = 1.006 kJ/kg.K

8.22 Hot water at 97°C enters the tubes of a 2-shell pass and 8-tube pass heat exchanger at the rate of 42 kg/min. Helium is heated from 25°C on the shell side at the rate of 115 kg/min. The heat exchange area is 25 m² and the overall heat transfer coefficient is 90 W/m²K. If the water exit temperature is 50°C, determine the temperature of the helium at the outlet of the shell and its mass flow rate.

8.22 يدخل الماء الساخن بمعدل (42 kg/min) ودرجة حرارة مقدارها (97°C) الى انابيب مبادل حراري ذوغلاف بمسارين وانابيب بثمانية مسارات. يستخدم الماء لتسخين الهيليوم الذي يدخل الغلاف بدرجة الحرارة (25°C) وبمعدل جريان مقداره (115 kg/min). وكانت مساحة المبادل الحراري تساوي (25 m²) ومعامل انتقال الحرارة الكلي بحدود (90 W/m²K). فاذا بلغت درجة حرارة الماء الخارج (50°C), اوجد درجة حرارة الهليوم الخارج من الغلاف واحسب معدل جريانه الكتلي.

$C_{p,water}$ = 4180 J/kg.K, $C_{p,helium}$ = 5.17 kJ/kg.K

8.23 Hot oil at 170°C is to be cooled in a 2-shell passes and 6-tube passes heat exchanger by water at 20°C. The flow rate of the oil in the shell is 0.21 kg/s and the rate of the water in the tubes is 0.095 kg/s. The overall heat transfer coefficient is 345 W/m²K. The thin-walled tubes have a diameter of 1.85-cm and length of 3-m in each pass. For a heat transfer duty of 36 kW, calculate the number of tubes per pass.

3 يُبرد زيت ساخن درجة حرارته (170°C) بواسطة ماء درجة حرارته (20°C) في مبادل حراري مكون من غلاف ذو مسارين وانابيب بستة مسارات. وكان معدل جريان الزيت في غلاف المبادل مساوياً (0.21 kg/s) ومعدل جريان الماء في الانابيب (0.095 kg/s), وقيمة معامل انتقال الحرارة الكلي (345 W/m²K). فاذا علمت ان قطر الانابيب ذات الجدران الرقيقة (1.85-cm) وطول مسارها (3-m), وان معدل انتقال الحرارة يساوي (36 kW), احسب عدد الانابيب في كل مسار.

$C_{p,oil}$ = 2.21 kJ/kg.K, $C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K

8.24 A 12-pass tubular heat exchanger with a 2-pass shell is used to heat water at 25°C. Hot oil at 160°C is available as the heating fluid on the shell side. The thin-walled tube is of a ½ in diameter, and the tube pass has a length of 6-ft. The overall heat transfer confident is 325 W/m²K and the flow rates of the oil and water are 0.7 lb_m/s and 0.5 lb_m/s respectively.

8.24 يستخدم مبادل حراري انبوبي ذوغلاف ثنائي المسار وانبوب واحد له 12 مسار لتسخين ماء درجة حرارته (25°C). يتوفر زيت ساخن عند درجة الحرارة (160°C) كمائع للتسخين يجري في الغلاف. و كان قطرالانبوب ذو الجدار الرقيق (½ in) وطول مساره (6-ft). فاذا علمت ان معامل انتقال الحرارة الكلي يساوي (325 W/m²K) ومعدل جريان كل من الزيت والماء (0.7 lb_m/s) و(0.5 lb_m/s) على التوالي,

Calculate the outlet temperatures of the water and oil.

احسب درجة حرارة الماء الخارج وكذلك درجة حرارة الزيت الخارج.

$C_{p,oil}$ = 2.2 kJ/kg.K, $C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K

Cross Flow Heat Exchangers-LMTD

المبادلات الحرارية ذات الجريان المتقاطع – (LMTD)

8.25 Hot engine oil at 120°C and at a flow rate of 0.125 kg/s enters a cross flow heat exchanger with both fluids unmixed. The oil is cooled by water which enters the exchanger at 35°C and exits at 75°C. If the heat transfer area is 3.2 m^2, determine the oil exit temperature and the overall heat transfer coefficient.

8.25 يدخل زيت المحركات الساخن الى مبادل حراري ذو جريان متقاطع- مائعيه غير مختلطة الجريان, بدرجة الحرارة (120°C) وبمعدل (0.125 kg/s). حيث يتم تبريد الزيت بواسطة الماء الداخل الى المبادل بدرجة الحرارة (35°C) والخارج منه بدرجة (75°C). فاذا كانت مساحة انتقال الحرارة تساوي (3.2 m^2), احسب درجة حرارة الزيت الخارج وكذلك معامل انتقال الحرارة الكلي.

$C_{p,oil}$ = 1.95 kJ/kg.K, $C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K

8.26 Air at is cooled from 125°F to 100°F at the rate of 20 x 10^3 kg/h in a cross flow heat exchanger. Water at 65°F is used or cooling at the rate of 45 x 10^3 kg/h. Both fluids are unmixed, and assuming the overall heat transfer coefficient to be 140 W/m^2K, estimate the heat exchange area.

8.26 يُبرد الهواء من (125°F) الى (100°F) بمعدل (20 x 10^3 kg/h) في مبادل حراري ذو جريان متقاطع. يستخدم الماء بدرجة الحرارة (65°F) للتبريد بمعدل (45 x 10^3 kg/h). فاذا علمت ان جريان المائعين غير مختلط وان قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي هي بحدود (140 W/m^2K), قدر المساحة المتاحة للتبادل الحراري.

$C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K, $C_{p,air}$ = 1.004 kJ/kg.K

8.27 A finned tube heat exchanger is to heat air from 15°C to 30°C at the rate of 3 kg/s. Water enters the tubes at 97°C and a rate of 0.16 kg/s. The air flows across the outside fins of the tubes producing an overall heat transfer coefficient of 230 W/m^2K. Determine the water temperature at the outlet and the heat exchange area.

8.27 يقوم مبادل حراري ذو الانابيب المزعنفة بتسخين الهواء من (15°C) الى (30°C) بمعدل (3 kg/s). يدخل الماء الى الانابيب بدرجة الحرارة (97°C) وبمعدل جريان (0.16 kg/s), بينما يجري الهواء عبر الزعانف الخارجية للانابيب مولداً معامل انتقال حرارة كلي مقداره (230 W/m^2K). احسب درجة حرارة الماء الخارج والمساحة اللازمة لانتقال الحرارة.

$C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K, $C_{p,air}$ = 1.005 kJ/kg.K

8.28 Air is heated by flue gases from 30°C to 600°C at a volumetric flow rate of 12 m^3/s. The flue gas enters the tubes at 850°C and at a rate of 16 m^3/s, while air runs across the outer surfaces of the tubes. Determine the heat exchange area for an overall heat transfer coefficient of 110 W/m^2K. Assume:

8.28 يُسخن الهواء بواسطة الغازات الناتجة عن الاحتراق من (30°C) الى (600°C) بمعدل جريان حجمي مقداره ($12\ m^3/s$). تدخل الغازات الى الانابيب بدرجة الحرارة (850°C) وبمعدل ($16\ m^3/s$), بينما يجري الهواء عبر الاسطح الخارجية للانابيب. فاذا كان معامل انتقال الحرارة الكلي ($110\ W/m^2K$), احسب المساحة المتاحة لانتقال الحرارة. افترض الآتي:

$C_{p,air}$ = 1051 J/g.K, ρ_{air} = 0.58 kg/m^3, $C_{p,flue\ gas}$ = 1173 J/kg.K, $\rho_{flue,gas}$ = 0. 43 kg/m^3

8.29 A finned-tube utilizes the hot gases from a turbine to heat water from 20°C to 130°C at the rate of 27 kg/min. The hot exhaust gases at 300°C flow across the tubes at a rate of 100 kg/min. If the heat exchange area is 12 m^2, determine the overall heat transfer coefficient.

8.29 يستخدم مبادل حراري ذو الانابيب المزعنفة الغازات الساخنة الخارجة من التوربينات لتسخين الماء من (20°C) الى (130°C) بمعدل (27 kg/min). وكانت الغازات تجري عبر الانابيب عند درجة الحرارة (300°C) وبمعدل (100 kg/min). فاذا علمت ان مساحة التبادل الحراري ($12\ m^2$), حدد قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي.

$C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K, $C_{p,\ gas}$ = 1.17 kJ/kg/K

Cross Flow Heat Exchangers-NTU

المبادلات الحرارية ذات الجريان المتقاطع – (NTU)

8.30 Air is cooled from 120°C in a cross flow heat exchanger (the flow of both fluids is unmixed) by water at 16°C. If the overall heat transfer coefficient is 230 W/m^2K, the heat exchange area is 240 m^2 and the flow rates of air and water are 7.5 kg/s and 10 kg/s respectively, determine the exit temperature of the air.

8.30 يُبرد هواء درجة حرارته (120°C) في مبادل حراري ذو جريان متقاطع (جريان المائعين غير مختلط) بواسطة ماء درجة حرارته (16°C). فاذا كانت قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي ($230\ W/m^2K$), والمساحة المتاحة لانتقال الحرارة ($240\ m^2$), ومعدل جريان الهواء والماء (7.5 kg/s) و (10 kg/s) على التوالي, احسب درجة حرارة الهواء الخارج من المبادل.

$C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K, $C_{p,air}$ = 1.010 kJ/kg.K

8.31 Hot oil is used to heat a dye solution in a cross flow heat exchanger in processing plant. The dye solution enters the exchanger at 18°C and the hot oil is available at 200°C. The rate of the unmixed flow of oil is 0.21 kg/s and the mixed flow rate of the dye solution is 0.4 kg/s. For an overall all heat transfer coefficient of 285 W/m²K and a heat exchange area of 10 m², calculate the heat transfer duty of the exchanger.

8.31 يُستخدم الزيت الساخن لتسخين محلول من الصبغة في مبادل حراري ذو جريان متقاطع في احد معامل التصنيع. يدخل محلول الصبغة الى المبادل بدرجة الحرارة (18°C), بينما يتوفر زيت التسخين عند (200°C). وقد بلغ معدل الجريان غير المختلط للزيت (0.21 kg/s) ومعدل الجريان المختلط لمحلول الصبغة (0.4 kg/s). فاذا كان معدل انتقال الحرارة الكلي يساوي (285 W/m²K), ومساحة التبادل الحراري (10 m²), احسب معدل انتقال الحرارة لهذا المبادل الحراري.

$C_{p,oil}$ = 1924 J/kgK , $C_{p,dye}$ = 4686 J/kg.K

8.32 A cross flow heat exchanger (both fluids unmixed) consists of 35 tubes of length 3-m. Water at 400 K flows through the tubes at a mean velocity of 0.45 m/s. The outer and inner diameter of the tubes is 1.3 and 1.03-mm respectively. Air at 285 K enters the shell at a flow rate of 1.05 m³/s. If the overall heat transfer coefficient on the outer surfaces is 420 W/m²K, determine the air and water exit temperatures.

8.33 يتألف مبادل حراري ذو جريان متقاطع (جريان المائعين فيه غير مختلط) من 35 انبوب بطول (3-m). يجري ماء درجة حرارته (400 K) في الانابيب بمتوسط سرعة مقداره (0.45 m/s), حيث كان القطر الخارجي للانابيب (1.3-mm) والداخلي (1.03-mm). يدخل الهواء الى غلاف المبادل بمعدل جريان يساوي (1.05 m³/s) وبدرجة الحرارة (285 K). فاذا كان معامل انتقال الحرارة الكلي فوق الاسطح الخارجية للانابيب (420 W/m²K), اوجد درجة حرارة الهوء الخارج من المبادل الحراري.

$C_{p,air}$ = 1.006 kJ/kg.K, ρ_{air} = 1.15 kg/m³, $C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K, ρ_{water} = 10³ kg/m³

8.33 A finned-tube heat exchanger is used to heat 2.35 m³/s of air at 1 atm from 16 to 30°C. Hot water enters the tubes at 85°C and a rate of 0.16 kg/s. Air flows across the tubes producing an average overall heat transfer coefficient of 230 W/m²K. The total surface area of the exchanger is 10 m². Estimate the water temperature at the outlet and the rate of heat transfer.

8.33 يُستخدم مبادل حراري ذو الانابيب المزعنفة لتسخين الهواء تحت ضغط (1 atm) من (16°C) الى (30°C) بمعدل (2.35 m³/s). يدخل ماء درجة حرارته (85°C) الى الانابيب بمعدل (0.16 kg/s), بينما يجري الهواء عبر اسطح الانابيب مولداً معامل انتقال حرارة كلي مقداره (230 W/m²K). فاذا علمت ان المساحة السطحية الاجمالية للمبادل الحراري (10 m²), فما مقدار درجة حرارة الماء الخارج وما هو معدل انتقال الحرارة؟

$C_{p,air}$ = 1.006 kJ/kg.K, $C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K, ρ_{water}, R= 287 J/kg.K

Condensers

اجهزة تكثيف البخار

8.34 A simple double pipe steam condenser is designed to condense 0.0127 kg/s of steam at 95.5°C. Cooling water enters the inner tube of the condenser at 8°C producing an average overall heat transfer coefficient of 3420 W/m²K. Apply the LMTD method to estimate the heat exchanger area.

8.34 صُمم جهاز تكثيف البخار على هيئة انبوبين متمركزين لتكثيف (0.0127 kg/s) من بخار الماء عند درجة الحرارة (95.5°C). يدخل ماء التبريد الى الانبوب الداخلي بدرجة حرارة مقدارها (8°C) مولداً معامل انتقال حرارة كلي بحدود (3420 W/m²K). استخدم طريقة (LMTD) لتقدير مساحة المبادل الحراري.

Latent heat of vaporization (h_{fg}) = 2265 x 10^3 kJ/kg, $C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K

8.35 Steam is condensed at 125°C in the shell of a 1- shell pass and 1-tube pass heat exchanger. Cooling water enters the tubes at 25°C and leaves at 95°C. If the overall heat transfer coefficient of 2010 W/m²K and the flow rate of water is 2.45 kg/s, calculate the heat transfer area of the condenser, $C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K

8.35 يُكثف بخار الماء عند درجة الحرارة (125°C) في غلاف مبادل حراري له غلاف احادي المسار وانابيب احادية المسار. يدخل ماء التبريد الى الانابيب بدرجة حرارة مقدارها (25°C) ويخرج منها بدرجة الحرارة (95°C). فاذا كان معامل انتقال الحرارة الكلي (2010 W/m²K) ومعدل جريان الماء (2.45 kg/s), احسب المساحة المتاحة لانتقال الحرارة, ($C_{p,water}$ = 4.18 kJ/kg.K)

8.36 A 1-shell pass and 2-tube pass heat exchanger has condensing steam at 100°C in the shell side. Cooling air enters the tubes at 12°C. If the total heat exchange surface area is 28 m², the overall heat-transfer coefficient is 152W/m²K and the effectiveness of the exchanger is 86%, determine total heat-transfer rate and the exit temperature of the air.

8.36 يتكثف بخار الماء عند (100°C) في غلاف مبادل حراري يتألف من غلاف بمسار واحد مع مسارين للانابيب, حيث يدخل هواء التبريد الى الانابيب بدرجة الحرارة (12°C). فاذا كانت مساحة التبادل الحراري تساوي (28 m²), ومقدار معامل انتقال الحرارة الكلي (152W/m²K), وفعالية المبادل (86 %), حدد قيمة كل من معدل انتقال الحرارة ودرجة حرارة الهواء الخارج من المبادل الحراري.

$C_{p,air}$ 1006 J/kg.K

8.37 A shell-and-tube condenser is designed for condensing steam at 190°C on the shell side. On the tube side, 45 kg/s of water are heated from 50 to 80°C. The overall heat-transfer coefficient is 4300 W/m²K. Determine the effectiveness and the heat exchange area.

8.37 صُمم جهاز تكثيف ذو الغلاف والانابيب لتكثيف بخار الماء في غلافه عند درجة الحرارة (190°C), حيث يُسخن الماء في الانابيب من (50) الى (80°C) بمعدل (45 kg/s). فاذا علمت ان قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي (4300 W/m²K), احسب الفعالية والمساحة المتاحة لانتقال الحرارة.

$C_{p,wqter}$ = 4180 J/kg.K

8.38 A controller is installed on the steam inlet to control the pressure and vary the steam inlet temperature of the condenser in problem 8.37. For the same effectiveness value, calculate the outlet water temperature for steam inlet temperatures of 170, 150, 130, and 110^oC.
Use Excel to plot the outlet water temperature as a function of steam inlet temperature and develop the appropriate equation for the graph.

8.38 ثَبت جهاز تحكم في مدخل بخار الماء لجهازالتكثيف في المسألة 8.37 للتحكم بالضغط وإمكانية تغير درجة حرارة البخار الداخل. فاذا أُعتُمِد نفس قيمة الفعالية,احسب درجة حرارة الماء الخارج لكل من درجات الحرارة لدخول البخار (170, 150, 130, and 110^oC)

استخدم برنامج الاكسيل لرسم خط بياني يمثل درجة حرارة الماء الخارج كدالة لدرجة حرارة البخار الداخل ومن ثم ضع المعادلة التي تنطبق على الخط البياني.

8.39 A 1-shell pass and 2-tube passes heat exchanger is used to condense 160 kg/min of saturated steam at 380 K on the shell side. The inlet cooling water temperature is 12^oC and the exit temperature is not to exceed 28^oC. The overall heat transfer coefficient is 3,200 W/m^2K. If the diameter of the thin-walled tubes is 2-cm and the length not to exceed 3-m, estimate the number of tubes in each pass.

8.39 يُستخدم مبادل حراري ذوغلاف احادي المسار ومسارين للانابيب لتكثيف (160 kg/min) من بخار الماء المشبع عند (380 K) في الغلاف. وكانت درجة حرارة ماء التبريد الداخل الى الانابيب (12^oC), بينما لا تتجاوز درجة حرارته في مخرج المبادل (28^oC). فاذا علمت ان قيمة معامل انتقال الحرارة الكلي هي (3,200 W/m^2K) وان الانابيب رقيقة الجدار قطرها (2-cm), وان طولها يجب ان لايزيد عن (3-m), احسب عدد الانابيب في كل مسار.

$$C_{p,water} = 4.18 \text{ kJ/kg.K}$$

8.40 Saturated steam at atmospheric pressure is condensed in a one shell pass and two tube passes condenser. Cooling water at 15^oC enters the 160 tubes that have a length of 2.5-m per pass and inner and outer diameters of 1.4 and 1.7-cm respectively. The mean velocity of the water in the tubes is 1.26 m/s and the heat transfer coefficient for condensation on the outer surfaces of the tubes is 14,000 W/m^2K. Calculate the convection heat transfer coefficient inside the tubes and the cooling water exit temperature. Properties of water:

8.40 يُكثف بخار الماء المشبع تحت تأثيرالضغط الجوي في جهاز تكثيف يتألف من غلاف احادي المسار ومسارين للانابيب. يدخل ماء التبريد بدرجة الحرارة (15^oC) الى (160) انبوب, طول كل انبوب ا في المسارالواحد يساوي (2.5-m) وقطره الداخلي (1.4) والخارجي (1.7-cm). فاذا علمت ان متوسط سرعة جريان الماء في الانابيب (1.26 m/s) ومعامل انتقال الحرارة للتكثيف على الاسطح الخارجية للانابيب (14,000 W/m^2K), احسب معامل انتقال الحرارة بالحمل الحراري داخل الانابيب ودرجة حرارة الماء الخارج منها. خواص الماء هي:

$T_{sat.}$ = 100, $C_{p,}$ = 4.18 kJ/kg.K, ρ = 1000 kg/m^3, k = 0.62 W/m.K
$\mu = 724 \times 10^{-6}$ $N.s/m^2$, Pr = 4.85

Research Oriented Questions

8.41 What is the significance of overall heat transfer coefficient in the design of heat exchangers? How is the total thermal resistance related to the overall heat transfer coefficient? Write an expression for the overall heat transfer coefficient of a double pipe heat exchanger. Include all the possible thermal resistances.

8.42 Explain the methods of cleaning heat exchanger tubes. What are the causes of fouling? How does fouling affect the design calculations for a heat exchanger?

8.43 For a certain local industrial heat transfer duty, perform calculations to show that a double pipe heat exchanger is not practical to use in industry.

8.44 Why is the counter-flow double pipe heat exchanger more effective than the parallel-flow?

8.45 Search the Internet for typical illustrative diagrams and photos of heat exchangers of all types.

8.46 Write about what you find in literature sources about heat exchangers and their uses in industry.

8.47 Explain the LMTD method and show how it is applied to double pipe, shell and tube and compact heat exchangers.

8.48 Write a comprehensive Comparison between the NTU method and the LMTD method.

8.49 Use Excel to solve problem 8.29.

8.50 Conduct a search about the use of condensers and re-boilers in a distillation unit.

اسئلة البحوث القصيرة

8.41 ما اهمية معامل انتقال الحرارة الكلي في تصميم المبادلات الحرارية؟ ماهي العلاقة بين المقاومة الحرارية الاجمالية ومعامل انتقال الحرارة الكلي؟ اكتب علاقة لمعامل انتقال الحرارة الكلي تخص مبادل حراري انبوبي مع شمول جميع المقاومات الحرارية الممكنة.

8.42 اشرح الطرق المتبعة لتنظيف انابيب المبادلات الحرارية. ما هي اسباب حدوث تلوث الانابيب نتيجة الترسبات؟ كيف تؤثر الترسبات في حسابات تصمبم المبادلات الحرارية؟

8.43 إستناداً الى حِمل حراري معين من المصانع المحلية, قم باجراء حسابات تُوضح حقيقة أن المبادل الحراري الانبوبي هو جهاز غيرعملي في المجال الصناعي.

8.44 لماذا يكون المبادل الحراري الانبوبي ذو الجريان المتعاكس اكثر فعالية من المبادل ذو الجريان المتوازي؟

8.45 ابحث في الانترنت لايجاد رسومات توضيحية وصور للمبادلات الحرارية بشتى انواعها.

8.46 اكتب عن ما تجده في المصادر حول المبادلات الحرارية واستخداماتها في المصانع.

8.47 اشرح طريقة (LMTD) ووضح كيف يتم تطبيقها على المبادلات الحرارية الانبوبية والمبادلات ذات الغلاف والانابيب والمبادلات الحرارية المدمجة.

8.48 اكتب عن مقارنة شاملة بين طريقة (NTU) و طريقة (LMTD).

8.49 استخدم برنامج الاكسِل لحل المسألة 8.29.

8.50 إجري بحثاً يتناول استخدام اجهزة التكثيف واجهزة اعادة الغليان في احدى وحدات التقطير الصناعية.

APPENDIX الملحق

Property Tables جداول الخواص

Properties are selected from various sources including some the references listed on page 582.
تم اختيار خواص المواد من مصادر متعددة بمافي ذلك بعض المراجع المدونة في الصفحة 582

Table A-1 الجدول

Properties of common metals at (300 K) خواص المعادن (الفلزات) الشائعة عند

Composition	Melting Point K	ρ kg/m³	Cp J/kg.K	k W/m.K
Aluminum-pure	933	2702	903	237
Aluminum- Alloy 2024 T6	775	2770	875	177
Bismuth	545	9780	122	7.86
Chromium	2118	7160	449	93.7
Cobalt	1769	8862	421	99.2
Copper-pure	1358	8933	385	401
Bronze-commercial	1293	8800	420	52
Brass	1188	8530	380	110
Gold	1336	19300	129	317
Iron-pure	1810	7870	447	80.2
Carbon steel – plain carbon		7854	443	60.5
Carbon steel AISI 1010		7832	434	63.9
Stainless steel AISI 302		8055	480	15.1
Stainless Steel AISI 304	1670	7900	477	14.9
Lead	601	11340	129	35.3
Magnesium	923	1740	1024	156
Nickel-pure	1728	8900	444	90.7
Nichrome	1665	8510	439	11.7
Platinum-pure	2045	21450	133	71.6
Platinum alloy- 60Pt-40Rh	1800	16630	162	47
Silicon	1685	2330	712	148
Silver	1235	10500	235	429
Tin	505	7310	227	66.6
Titanium	1953	4500	522	21.9
Tungsten	3660	19300	132	174
Uranium	1406	19070	116	27.6
Zinc	693	7140	389	116
Zirconium	2125	6570	278	22.7

T= Temperature (درجة الحرارة), ρ = density (الكثافة), C_p = specific heat capacity (السعة الحرارية النوعية), k = thermal conductivity (الموصلية االحرارية)

Table A-2 الجدول

Properties of selected nonmetals at (300 K) خواص بعض اللافلزات عند

Composition	**Melting point**	**ρ** kg/m³	**Cp** J/kg.	**k** W/m.K
Aluminum oxide	2323	3970	765	46
Carbon	1500	1950	-	1.60
Diamond	-	3500	509	2300
Graphite-parallel layers	2273	2210	709	1950
Graphite fiber	450	1400	935	0.87-11.1
Silicon carbide	3100	3160	675	490
Silicon dioxide	1883	2650	745	6.21-10.4
Fused silica	2173	2400	691	16.0
Sulfur	392	2070	708	0.2o6
Titanium dioxide	2133	4157	710	8.4

Table A-3 الجدول

Properties of selected insulating materials at (300 K) خواص بعض المواد العازلة عند

Material	**ρ** kg/m³	**Cp** J/kg.	**k** W/m.K
Blanket and Batt	16	-	0.046
Glass fiber, paper faced	28	-	0.038
	32	840	0.038
Glass wool	24	700	0.038
Board and Slab			
glass fiber	64-144	960	0.036
Expanded polystyrene	24	1600	0.023
Wood	350	1590	0.087
Cork	120	1800	0.039
Loose Fill			
Mineral fiber (rock or glass)	9.6-32	710	-
Glass fiber poured or blown	16	835	0.043
Silica, coarse	350	-	0.069
Cork granules	160	-	0.045
Foam			
Polyurethane	24-40	-	0.023-026
Urethane, rigid foam	70	1045	0.026
Reflective Insulation			
Aluminum foil, separating fluffy (150 K)	40	-	0.00016
Silica powder, evacuated	160	-	0.0017

Table A-4 الجدول

Properties of selected building materials at (300 K) خواص بعض مواد البناء عند

Material	ρ kg/m³	Cp J/kg.	k W/m.K
Asbestos board	1922	1000	0.58
Gypsum or plaster board	800	1090	0.17
Plywood	545	1210	0.12
Hardwoods, oak, maple	720	1255	0.16
Cement mortar	1860	780	0.72
Brick, common	1920	835	0.72
Brick, fire clay	2400	-	1.34
Concrete blocks	-	-	0.77
Concrete, light weight aggregate	1920	-	1.1
Cement plaster	1860	-	0.72
Gypsum plaster, sand aggregate	1680	1085	0.22

Table A-5 الجدول

Properties of selected common materials خواص بعض المواد الشائعة

Material	Temperature K	ρ kg/m³	Cp J/kg.	k W/m.K
Asphalt	300	2115	920	0.062
Food-				
Banana	300	980	3350	0.481
Beef	276	1090	3540	0.471
Butter	277	-	2080	0.197
Chicken meat	198	-	-	1.60
Cake	300	720	-	0.223
Milk	300	-	3890	0.580
Clay	300	1460	880	1.30
Coal	300	1350	1260	0.26
Cotton	300	80	1300	0.06
Glass	300	2500	750	1.4
Ice	273	920	2040	1.88
Leather	300	998	-	0.159
Paper	300	930	1340	0.180
Rock, limestone	300	2320	810	2.15
Rubber, soft	300	1100	2010	0.13
Sand	300	1515	800	0.27
Soil	300	2050	1840	0.52
Snow	273	110	-	0.049
Teflon	300	2200	-	0.35

Table A-6 الجدول

Properties of Saturated Water خواص الماء المشبع

T_{sat} °C	P_{sat} kPa	ρ_f kg/m³	ρ_g kg/m³	h_{fg} kJ/kg	C_{pf} kJ/kg.K	C_{pg} kJ/kg.K	k_f W/m.K	k_g W/m.K	$\mu_f.10^6$ N.s/m²	$\mu_g.10^6$ N.s/m²
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4.217	1.854	0.561	0.0171	1792	9.22
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4.205	1.857	0.571	0.0173	1519	9.34
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4.194	1.862	0.580	0.0176	1307	9.46
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4.182	1.867	0.598	0.0182	1002	9.73
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4.178	1.875	0.615	0.0189	798	10.01
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4.179	1.885	0.631	0.0196	653	10.31
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4.181	1.900	0.644	0.0204	547	10.62
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4.185	1.916	0.654	0.0212	467	10.93
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4.190	1.936	0.663	0.0221	404	11.26
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4.197	1.962	0.670	0.0230	355	11.59
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4.206	1.993	0.675	0.0240	315	11.93
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4.217	2.029	0.679	0.0251	282	12.27
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4.229	2.071	0.682	0.0262	255	12.61
120	198.53	943.4	1.121	2203	4.244	2.120	0.683	0.0275	232	12.96
130	270.1	934.6	1.496	2174	4.263	2.177	0.684	0.0288	213	13.30
140	361.3	921.7	1.965	2145	4.286	2.244	0.683	0.0301	197	13.65
150	475.8	916.6	2.546	2114	4.311	2.314	0.682	0.0316	183	13.99
160	617.8	907.4	3.256	2083	4.340	2.420	0.680	0.0331	170	14.34
170	791.7	897.7	4.119	2050	4.370	2.490	0.677	0.0347	160	14.68
180	1002.1	887.3	5.153	2015	4.410	2.590	0.673	0.0364	150	15.02
190	1254.4	876.4	6.388	1979	4.460	2.710	0.669	0.0382	142	15.37
200	1553.8	864.3	7.852	1941	4.500	2.840	0.663	0.0401	134	15.71
220	2318	840.3	11.60	1859	4.610	3.110	0.650	0.0442	122	16.41
240	3344	813.7	16.73	1767	4.760	3.520	0.632	0.0487	111	17.12
260	4688	783.7	23.69	1663	4.970	4.070	0.609	0.0540	102	17.88
280	6412	750.8	33.15	1544	5.280	4.835	0.581	0.0605	94	18.70
300	8581	713.8	46.15	1405	5.750	5.980	0.548	0.0695	86	19.65
320	11274	667.1	64.57	1239	6.540	7.900	0.509	0.0836	78	20.84
340	14586	610.5	92.62	1028	8.240	11.870	0.469	0.1100	70	22.55
360	18651	528.3	144.0	720	14.690	25.800	0.427	0.1780	60	25.71
374.14	22090	317.0	317.0	0	∞	∞	∞	∞	43	43.13

T_{sat} = Saturation temperature, P_{sat} = Saturation pressure, ρ_f = Density of liquid, ρ_g = Density of vapor
h_{fg} = Enthalpy of vaporization, C_{pf} = Specific heat of liquid, , C_{pg} = Specific heat of vapor,
k_f = Thermal conductivity, k_g = Thermal conductivity of vapor, μ_f = Dynamic viscosity of liquid,
μ_g = Dynamic viscosity of vapor

Table A-7 الجدول

Properties of selected liquids خواص بعض السوائل المختارة

T °C	ρ kg/m^3	C_p kJ/kg.K	k W/m.K	μ .10^3 $N.s/m^2$
Ammonia				
- 40	692	4.467	0.546	0.281
- 20	667	4.509	0.546	0.254
0	640	4.635	0.540	0.239
20	612	4.798	0.521	0.220
40	581	4.999	0.493	0.198
Ethyl alcohol	**(C_2H_5OH)**			
- 40	823	2.037	0.186	4.81
- 20	815	2.124	0.179	2.83
0	806	2.249	0.174	1.77
20	789	2.395	0.168	1.20
40	772	2.572	0.162	0.834
60	755	2.781	0.156	0.592
80	738	3.026	0.150	0.430
Ethylene glycol	**[$C_2H_4(OH)_2$]**			
0	1131	2.295	0.254	65.1
20	1117	2.386	0.257	21.4
40	1101	2.476	0.259	9.57
60	1088	2.565	0.262	5.17
80	1078	2.656	0.265	3.21
100	1059	2.750	0.267	2.15
Glycerin	**[C_3 $H_5(OH)_3$]**			
0	1276	2.261	0.284	12100
20	1264	2.386	0.287	1490
27	1259.9	2.427	0.286	799
40	1252	2.513	0.290	270
Engine oil	**(Unused)**			
0	899	1796	0.147	3850
20	888	1880	0.145	800
40	876	1964	0.144	212
60	864	2047	0.140	72.5
80	852	2131	0.138	32.0
100	840	2219	0.137	17.1
120	829	2307	0.135	10.2
140	817	2395	0.133	6.53
160	806	2483	0.132	4.49
Refrigerant	**Freon-12 (CCl_2F_2)**			
- 40	1515	885	0.069	0.424
- 20	1457	907	0.071	0.343
0	1393	935	0.073	0.298
20	1327	866	0.073	0.262
40	1254	1002	0.069	0.240

ρ = density (الكثافة), C_p = specific heat capacity (السعة الحرارية النوعية), k = thermal conductivity (الموصلية االحرارية)

Table A-8 الجدول

Surface tension of selected liquids σ
الشد السطحي لبعض السوائل المختارة (σ)

Liquid	T °C	σ N/m
Acetic acid	20	65.95
Acetone	20	23.70
Ethanol	20	22.7
Ethylene glycol	197	32.7
Glycerin	20	63
Methanol	20	22.6
Mercury	15	487
Toluene	25	27.73
Water	0 25 50 100	75.64 71.97 67.91 58.85
Refrigerant R-22	- 40	18.1

Table A-9 الجدول

Expansion coefficient of some liquids β
معامل التمدد الحجمي لبعض السوائل (β)

Liquid	Temperature T K	$\beta.10^3$ K^{-1}
Engine oil	273 300 400	0.7 0.7 0.7
Ethylene glycol	273 350 373	0.65 0.65 0.65
Glycerin	273 300 320	0.47 0.48 0.50
Mercury	273 450 500 600	0.181 0.181 0.182 0.187
Water	273.15 280 295 315 350 400 420	- 0.068 0.046 0.227 0.400 0.624 0.896 1.010

Table A-10 الجدول

Properties of selected gases at 1 atm خواص بعض الغازات عند الضغط الجوي

T K	ρ kg/m^3	C_p kJ/kg.K	k W/m.K	$\mu.10^5$ $N.s/m^2$
Air				
200	1.766	1.003	0.0181	1.34
250	1.413	1.003	0.0223	1.61
298	1.186	1.005	0.0259	1.84
300	1.177	1.005	0.0261	1.85
320	1.110	1.006	0.0275	1.94
340	1.043	1.007	0.0290	2.03
350	1.009	1.008	0.0297	2.08
400	0.883	1.013	0.0331	2.29
450	0.785	1.020	0.0363	2.49
500	0.706	1.029	0.0395	2.68
550	0.642	1.039	0.0426	2.86
600	0.589	1.051	0.0456	3.03
800	0.441	1.099	0.0569	3.64
1000	0353	1.141	0.0672	4.18
1200	0.294	1.175	0.0759	4.65
1400	0.252	1.201	0.0835	5.09
1600	0.221	1.240	0.0904	5.49
1800	0.196	1.275	0.0970	5.87
2000	0.177	1.327	0.1032	6.23
2500	0.139	1.665	0.2220	8.18
3000	0.114	2.726	0.4860	9.55
Ammonia	**(NH_3)**			
250	0.831	2.248	0.0197	0.853
300	0.692	2.298	0.0246	1.027
320	0.645	2.170	0.0272	1.090
350	0.593	2.349	0.0302	1.206
380	0.541	2.254	0.0340	1.310
400	0.519	2.402	0.0364	1.390
450	0.461	2.455	0.0433	1.576
500	0.415	2.507	0.0506	1.763
550	0.378	2.559	0.0580	1.950
600	0.346	2.611	0.0656	2.140
700	0.297	2.710	0.0811	2.510

T= Temperature (درجة الحرارة), ρ = density (الكثافة), C_p = specific heat capacity (السعة الحرارية النوعية), k = thermal conductivity (الموصلية االحرارية)

Table A-10 الجدول

Continued **تابع**

T K	ρ kg/m³	C_p kJ/kg.K	k W/m.K	μ.10⁵ N.s/m²
Carbon Dioxide (CO_2)				
300	1.789	0.852	0.0166	1.50
320	1.661	0.872	0.0180	1.56
350	1.533	0.897	0.0205	1.73
380	1.396	0.926	0.0228	1.81
400	1.341	0.939	0.0244	1.94
450	1.192	0.979	0.0283	2.15
500	1.073	1.017	0.0323	2.35
550	0.976	1.049	0.0363	2.54
600	0.894	1.077	0.0403	2.72
800	0.671	1.169	0.0560	3.39
1000	0.537	1.235	0.0680	3.97
Carbon Monoxide (CO)				
300	1.138	1.051	0.0252	1.78
350	0.976	1.056	0.0288	2.01
400	0.854	1.060	0.0323	2.21
450	0.759	1.065	0.0355	2.41
500	0.683	1.071	0.0386	2.60
550	0.621	1.077	0.0416	2.77
600	0.569	1.084	0.0444	2.94
800	0.427	1.114	0.0549	3.54
1000	0.342	1.142	0.0644	4.06
Helium (He)				
200	0.2440	5.197	0.115	1.50
250	0.1952	5.197	0.134	1.75
300	0.1627	5.197	0.150	1.99
350	0.1394	5.197	0.165	2.21
400	0.1220	5.197	0.180	2.43
450	0.1085	5.197	0.195	2.63
500	0.0976	5.197	0.211	2.83
600	0.0813	5.197	0.247	3.20
800	0.0610	5.197	0.307	3.88
1000	0.0488	5.197	0.363	4.50
1200	0.0407	5.197	0.416	5.08
1400	0.0349	5.197	0.469	5.61
1800	0.0271	5.197	0.570	6.57
2000	0.0244	5.197	0.620	7.00

Table A-10 الجدول

Continued تابع

T K	ρ kg/m^3	C_p kJ/kg.K	k W/m.K	$\mu.10^5$ $N.s/m^2$
Hydrogen	**(H_2)**			
100	0.2425	11.23	0.067	0.0421
150	0.1615	12.60	0.101	0.0560
250	0.0969	14.06	0.157	0.0789
300	0.0808	14.31	0.183	0.0896
350	0.0692	14.43	0.204	0.0988
400	0.0606	14.48	0.226	1.0820
500	0.0485	14.52	0.266	1.2640
600	0.0404	14.55	0.305	1.4240
800	0.3030	14.70	0.378	1.7240
1000	0.0242	14.99	0.448	2.0130
1200	0.0202	15.37	0.528	2.2620
1400	0.0173	15.81	0.610	2.5070
1600	0.0152	16.28	0.697	2.7370
1800	0.0135	16.96	0.786	2.9610
2000	0.0121	18.25	0.878	3.1820
Nitrogen	(N_2)			
100	3.4388	1.070	0.0096	0.688
150	2.2594	1.050	0.0139	1.006
250	1.3488	1.042	0.0222	1.549
300	1.1233	1.042	0.0259	1.782
350	0.9626	1.042	0.0293	2.000
400	0.8425	1.045	0.0327	2.204
500	0.6739	1.056	0.0389	2.577
600	0.5615	1.075	0.0446	2.908
800	0.4211	1.220	0.0548	3.491
1000	0.3368	1.167	0.0647	3.999
1200	0.2807	1.204	0.0758	4.453
Water vapor	**(H_2O)**			
400	0.5542	2.014	0.0261	1.344
450	0.4902	1.980	0.0229	1.525
500	0.4405	1.985	0.0339	1.704
550	0.4005	1.997	0.0379	1.884
600	0.3652	2.026	0.0422	2.067
700	0.3140	2.085	0.0505	2.426
800	0.2739	2.152	0.0592	

Table A-10 الجدول

Continued تابع

T K	ρ kg/m^3	C_p kJ/kg.K	k W/m.K	$\mu.10^5$ $N.s/m^2$
Oxygen	**(O_2)**			
100	3.9450	0.962	0.00925	0.7640
150	2.5850	0.921	0.01380	0.1148
250	1.5420	0.915	0.02260	0.1786
300	1.2840	0.920	0.02680	0.2072
350	1.1000	0.929	0.02960	0.2335
400	0.9620	0.942	0.03300	0.2582
500	0.7698	0.972	0.04120	0.3033
600	0.6414	1.003	0.04730	0.3437
800	0.4810	1.054	0.58900	0.4152
1000	0.3848	1.090	0.07100	0.4770
1200	0.3206	1.115	0.08190	0.5325

Table A-11 الجدول

Emissivities of selected metal surfaces (ε) قيم الانبعاثية لاسطح بعض المعادن المختارة

Material	**T K**	**ε**	**Material**	**T K**	**ε**
Aluminum Polished Commercial Oxidized	 300-900 400 400-800	 0.04-0.06 0.09 0.20-0.33	Nickel Polished Oxidized	 500-1200 450-1000	 0.07-0.17 0.37-0.57
Brass Polished Dull plate Oxidized	 350 300-600 450-800	 0.09 0.22 0.60	Gold Silver Platinum (all polished)	300-1000 300-1000 500-1500	0.03-0.06 0.02-0.07 0.06-0.18
Copper Polished Commercial Oxidized	 300-500 300 600--1000	 0.04-0.05 0.15 0.50-0.80	Stainless steel Polished Oxidized Heavy oxide	 300-1000 600-1000 600-1000	 0.17-0.30 0.30-0.4 0.7-0.8
Iron Polished Cast iron Rusted Oxidized	 300-500 300 300 500-900	 0.05-0.07 0.44 0.61 0.64-0.78	Steels Polished Commercial Heavy oxide	 300-500 500-1200 300	 0.08-0.14 0.20-0.32 0.81

Table A-12 الجدول

Emissivities of selected non-metal surfaces (ε) قيم الانبعاثية لاسطح بعض اللافلزات المختارة

Material	T K	ε		Material	T K	ε
 Alumina Aluminum oxide	 800-400 600-1500	 0.65-0.4 0.69-0.41		Paints Black, shiny Oils, all colors White	 300 300 300	0.88 0.88 0.92-0.96 0.90
Asbestos	300	0.96		Paper, white	300	0.90
Asphalt	300	0.85-0.93		Plaster, white	300	0.93
Brick, common	300	0.93-0.96		Rubber, hard	300	0.93
Brick, fireclay	1200	0.75		Rubber, soft	300	0.86
Concrete	300	0.88-0.94		Sand	300	0.90
Glass	300	0.90-0.95		Soil, earth	300	0.93-0.96
Pyrex	300-1200	0.82-0.62		Soot	300-500	0.95
Ice	273	0.95-0.99		Wood	300	0.90-0.94

References & Suggested Sources المراجع

1. F. P. Incropera. D. P. DeWitt, T.L. Bergman, and A. S. Lavine. *Introduction to Heat Transfer*. 5th ed. John Wiley & Sons, 2007.
2. Yunus A. Çencel. *Heat Transfer A Practical Approach*. International ed. McGraw Hill, 1998.
3. J. H. Lienhard IV and J. H. Lienhard V. *A Heat Transfer Textbook*. 4th ed. Phlogiston Press, 2017.
4. J.P Holman. *Heat Transfer*. 10th ed. McGraw Hill, 2010.
5. H. McAdams, *Heat Transmissions,* 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1954.
6. F. Kreith, R. N, Manglik and M. S. Bohn. *Principles of Heat Transfer*. 7th ed. Cengage learning, 2011.
7. R. H. Perry and D.W. Green. *Perry's Chemical Engineering Handbook*, 7th ed. McGraw Hill, 1998.
8. American society for metals, *Metals Handb*ook, Vol. 1*, Properties and selection of metals*, 8th ed. ASM. 1961.
9. *Liquid Material Handbook*, 23rd ed., The Atomic Energy Commission, Department of the Navy, Washington DC, 1952.
10. American Society of Heating and Air conditioning, *ASHRAE Handbook of Fundamentals*, ASHRAE, 1981
11. N. B. Vargaftic, *Tables of Thermo physical properties of Liquids and Gases*, 2nd ed. Hemisphere Publishing, 1975.
12. E. R. G. Eckert and R. M. Drake, *Heat and Mass Transfer,* 2nd ed. McGraw-Hill, 1959.
13. E. R. G. Eckert and R. M. Drake, *Analysis of Heat and Mass Transfer*, McGraw Hill, 1972.
14. P. E Lily. *Steam Tables in SI Units*, Private communication, School of Mechanical Engineering, Purdue University, 1984.

INDEX | Page الصفحة | الفهرست

INDEX	Page الصفحة	الفهرست

C

INDEX	Page الصفحة	الفهرست

S

INDEX	Page الصفحة	الفهرست

INDEX | Page الصفحة | الفهرست

INDEX	Page الصفحة	الفهرست

HEAT TRANSFER

انتقال الحرارة

Arabic-English Bilingual Text

كتاب ثنائي اللغة

Published as a free download electronic textbook

يمكن تحميل الكتاب الالكتروني مجاناً

M.Taki Al Kamil

محمد تقي الكامل

PhD, BSc.hrs - Chemical Engineering